PRZEGLĄD MECHANICZNY

ORGAN CENTRALNEGO ZARZĄDU PRZEMYSŁU METALOWEGO i STOWARZYSZENIA INŻYNIERÓW I TECHNIKÓW MECHANIKÓW POLSKICH

Rok VII **Warszawa, Lipiec – Sierpień 1948 rok** **Zeszyt 7-8**

Rola inżyniera w gospodarce planowej

Inż. mech. JAN DĄBROWSKI

Wstęp.

Rozważania niniejsze odnoszą się do gospodarki planowej w przemyśle, a przykłady i obserwacje pochodzą przeważnie z przemysłu mechanicznego. Nie znaczy to, oczywiście, aby przy pewnych założeniach właściwych innym dziedzinom planowania lub innym rodzajom przemysłu — uwagi te nie mogły być zastosowane do szerszego zakresu działań inżyniera w gospodarce planowej.

Rola inżyniera w przemyśle jest z natury rzeczy istotna i to niezależnie od formy ustroju gospodarczego. Jednak w gospodarce planowej występują zarówno nowe założenia merytoryczne, jak i nowe formy wykonywania czynności przemysłowych — tak, że rozpatrzenie roli inżyniera w świetle tych nowych założeń staje się koniecznością.

Celem ustalenia pojęć podstawowych przyjęte zostaną pewne definicje zawodu inżyniera i gospodarki planowej.

„Zawód inżyniera jest systematycznym stosowaniem zdobyczy nauki do wydajnego wyzyskania dóbr naturalnych dla podniesienia dobrobytu. Inżynier jest to człowiek powołany dzięki swym zdolnościom i wykształceniu do rozwiązywania zagadnień inżynierskich" [1]).

„Planowanie jest to system organizacji gospodarczej, w którym wszystkie poszczególne zakłady, przedsiębiorstwa i przemysły traktowane są jako powiązane ze sobą człony jednej całości, a to celem wykorzystania wszystkich dostępnych zasobów dla jak najpełniejszego zaspokajania potrzeb ludności w danym okresie czasu" [2]).

Wreszcie zaznaczyć należy, iż wszystkie rozważania odnosić się będą do polskiej rzeczywistości gospodarczej, wynikającej z wykonania Ustaw z dn. 3 stycznia 1946 r. — „O przejęciu na własność Państwa podstawowych gałęzi gospodarki narodowej" i „O zakładaniu nowych przedsiębiorstw i popieraniu prywatnej inicjatywy w przemyśle i handlu".

[1]) „The Engineering Profession" — Stanford University Press, California 1941.

[2]) *L. Larwin* — „Raport of the Amsterdam Conference of World Social Planning".

Gospodarka planowa.

Różne mogą być cele gospodarki planowej. Celem może być obrona przed agresją obcą lub sama agresja, pełne zatrudnienie, rozwój terenów zaniedbanych, podniesienie dochodu społecznego, podział dochodu społecznego i in. Najczęściej żaden z tych celów nie występuje pojedyńczo; przeważnie występują one łącznie.

W Polsce cel gospodarki planowej określony jest Uchwałą Krajowej Rady Narodowej z dnia 21.9.1946 r. i brzmi jak następuje: „Zadaniem gospodarstwa polskiego w okresie Planu jest podniesienie stopy życiowej mas pracujących powyżej poziomu przedwojennego".

Z faktu, iż istotną cechą gospodarki planowej w przemyśle jest centralna kontrola wszystkich składników gospodarowania, wynika pewna charakterystyczna struktura organów planujących i wzrost zapotrzebowania na ludzi odpowiednich do wykonywania czynności związanych z planowaniem. A z faktu, iż ustawy z 3 stycznia 1946 r. przewidują upaństwowienie zakładów przemysłowych ponad 50 robotników oraz istnienie równoczesne drobnych przedsiębiorstw prywatnych wynika, iż czynności centralnego planowania obejmują cały zakres czynności gospodarczych przemysłu.

Dla sprawowania tych czynności na różnych szczeblach planowania istnieje w Polsce Centralny Urząd Planowania, Departament Planowania w Ministerstwie Przemysłu, biura planowania w Centralnych Zarządach, Dyrekcjach Branżowych, przedsiębiorstwach, zakładach; a równocześnie odpowiednie organy planujące w instytucjach gospodarstwa spółdzielczego, w Izbie Handlowo-Przemysłowej i Rzemieślniczej. Na wszystkich tych szczeblach potrzebni są ludzie należycie przygotowani do sprawowania swych czynności, a co z tego wynika — posiadający dostateczny autorytet w stosunku do organów, którym wydają polecenia.

Zdawałoby się, że w przemyśle, szczególnie w jego ostatniej formie kapitalistycznej koncentracji, planowanie zawsze było istotną formą działalności organizacyjnej, a więc dziedzina ta nie powinna być obcą dawnym pracownikom przemysłu.

Jednak tak nie jest. Zmiana głównego celu gospodarowania — od indywidualnego zysku do dobra publicznego, stwarza inne kryteria dla oceny czynności gospodarczych i stawia inne wymagania w stosunku do personelu gospodarczego wszystkich szczebli.

Główne czynniki działalności gospodarczej jak koszt własny czy rentowność nie tracą w gospodarce planowej nic ze swej ważności — przybierają tylko inną formę — z indywidualnej stają się zbiorową — co musi znajdować zrozumienie u wszystkich pracowników. Pracownik gospodarczy w gospodarce planowej staje się pracownikiem społecznym, który rozumie wartość swej pracy dla dobra publicznego i staje się w swej pracy bardziej bezinteresowny niż w gospodarce indywidualistycznej.

Wreszcie podkreślić trzeba, że warunkiem skuteczności pracy w gospodarce planowej jest wiara w słuszność planu.

Różne są rodzaje planowania w przemyśle. W ogólnym planie gospodarczym może być plan zaopatrzenia, plan produkcji, plan zbytu. W planie technicznym może być plan ruchu, renowacji, inwestycji. W planie osobowym — plan zatrudnienia, przyjęć nowych pracowników, plan urlopowy. Wreszcie — plan finansowy i kontrola wykonania planów.

Na każdym szczeblu działalności planowania istotną cechą tej działalności jest przewidywanie potrzeb, określenie zadań i obmyślanie sposobu ich realizacj. Ale na każdym szczeblu planowania inny jest zakres działalności i inny stopień odpowiedzialności.

Podstawą planowania są zawsze wzorce, których dobre i szybkie opracowanie jest istotnym warunkiem dobrego wykonania planu. A ważność pracy biur planowania i ich pozycja w układzie organizacji gospodarczej wynika z warunku, aby plan ogólny nie był *sumą* planów szczegółowych, lecz raczej plany szczegółowe były *ilorazem* planu ogólnego.

Jeśli chodzi o przygotowanie naukowe to w biurach planowania spotyka się w swej pracy inżynier-technik z ekonomistą. Ale cechą istotną dobrego pracownika biura planowania nie jest wykształcenie lub praktyka zawodowa — lecz jest nią pewna właściwość umysłu, którą możnaby nazwać „mentalnością planistyczną". Tym niemniej widać wyraźne współzawodnictwo między technikiem i ekonomistą i należy poświęcić klka uwag ocenie tych dwóch specjalności.

Technik i ekonomista.

W jednej z prac przedwojennych poświęconych zagadnieniu: Ekonomia i Technika — tak określono udział w przedsiębiorstwie przemysłowym tych dwóch czynników gospodarowania: „W przedsiębiorstwie technik i ekonomista prowadzą ze sobą walkę, przyczym zwykle w przedsiębiorstwie prywatnym zwycięża ekonomista (ekonomiczny punkt widzenia), ponieważ w tym systemie gospodarowania przedsiębiorstwo ma za zadanie dawanie zysków. Natomiast w przedsiębiorstwie państwowym czy w przedsiębiorstwie użytecznośc publicznej często zwycięża technik, ponieważ zasada rentowności odgrywa tu mniejszą rolę, większą natomiast rolę — zasada szerszej celowości" [3]). Na tym samym miejscu powiedziano również, iż czynność ekonomiczna od technicznej odróżnia się tym, iż czynność ekonomiczna jest czynnością doboru celów przy danych środkach, podczas gdy czynność techniczna jest czynnością doboru środków przy danych celach (przykład: czy budować dom? czy jak go wykonać — z jakich materiałów itp.?) Tym samym — czynność najlepsza ekonomicznie nie musi być najlepsza technicznie — i vice versa.

W tym miejscu należy zdać sobie sprawę z charakteru wiadomości, jakie posiada w naszych warunkach inżynier.

Inżynier kończy studia na politechnice lub w wyższej szkole technicznej, gdzie zdobywa pewną ilość wiadomości matematycznych i technicznych. Na ostatnich latach swych studiów obiera już pewną specjalność techniczną. Charakter studiów, zwłaszcza na politechnice, jest z punktu widzenia technicznego raczej ogólny i daje podstawy naukowe dla każdej specjalności zawodowej.

Dalszy przebieg zdobywania wiadomości zawodowych przez inżyniera, który obiera normalną karierę pracy w większym przedsiębiorstwie przemysłowym, jest mniej więcej taki: praca w biurze konstrukcyjnym lub warsztacie; posuwanie się w hierarchii fabrycznej stosownie do swych zainteresowań i zdolności; praktyczne zetknięcie się ze sprawą organizacji przedsiębiorstwa, sprawą kosztów własnych, czynnikiem ludzkim. Dalsza specjalizacja w pracy zawodowej — w dziedzinie badań naukowych, biura konstrukcyjnego lub administracji warsztatowej — a w tym ostatnim wypadku coraz większe oddalanie się od zagadnień czysto technicznych.

Już na niższych szczeblach pracy warsztatowej — zetknięcie się z zagadnieniami podziału pracy i planowania.

Ogólną cechą inżyniera jest zwykle zdolność myślenia matematycznego, przewaga zainteresowań technicznych nad ekonomicznymi i w pewnym stopniu brak zdolności szerszego ujmowania zagadnień gospodarczych. Ale olbrzymią zaletą inżyniera jest znajomość procesów produkcvinych— tak ważna przy wykonywaniu wszelkich czynności związanych z planowaniem przemysłowym.

W związku z tymi cechami „rasowego" inżyniera powstają trudności z wciągnięciem go do harmonijnego cyklu czynności planowania. Bo planowanie jest w swym ostatecznym celu ustaleniem hierarchii ważności celów gospodarczych — trzeba zawsze coś przesunąć w kolejności wykonania, coś poświęcić, mając przed oczyma cel ważniejszy w ogólnym układzie potrzeb. Planowanie ma ustalić naprzykład czy przemysł, czy rolnictwo, jeśli przemysł, to czy mechaniczny, czy chemiczny — jeśli mechaniczny — to czy lokomotywy, czy samochody, jeśli samochody — to czy ciężarowe, czy osobowe. Planowanie ma ustalić czy inwestować fabrykę A czy B; jak przegrupować obrabiarki po-

[3]) *Zweig.* — „Ekonomia i Technika", Kraków, 1935.

między różnymi fabrykami; czy zorganizować centralny remont obrabiarek lub centralną narzędziownię i t. p.

W tych wszystkich zagadnieniach „rasowy" inżynier zajmuje często punkt widzenia zbyt lokalny, czuje się osobiście dotknięty zarządzeniem ograniczającym jego placówkę pracy, a tym samym traci zaufanie do słuszności samego planu. Stanowisko bardzo niepożądane — gdyż o ile przy układaniu planu wszelka dyskusja jest i potrzebna i pożyteczna, to po ustaleniu planu — wykonanie jego opierać się musi na dyscyplinie i zaufaniu do organów planujących.

W tych warunkach występuje na arenę ekonomista „nieobciążony fachowością" i obejmuje rolę kierowniczą w planowaniu. Stąd rodzi się przekonanie, iż w życiu gospodarczym ekonomia ma suwerenność — a technika odgrywa rolę służebną. Zresztą tak jest nie tylko u nas, ale i w innych krajach o wysokim poziomie przemysłowym. Ale ekonomista znów przy swej znajomości teorii produkcji, wymiany i użytkowania dóbr wytwórczych — nie zna procesów produkcyjnych.

Dlatego też należy rozpatrzyć bliżej jakie przygotowanie naukowe powinien mieć pracownik biur planowania, aby nie polegać na twierdzeniu, może słusznym, ale zbyt ogólnym, że dla biur planowania bardziej odpowiedni jest najlepszy ekonomista spośród techników, niż najlepszy technik spośród ekonomistów.

Zaznaczyć również należy, że wszystkie uwagi dotyczące wiadomości naukowych jakie posiada inżynier odnoszą się do pracy jego w dziedzinie planowania.

Nie odnoszą się one do innych dziedzin pracy inżynierskiej jak placówki badawcze, biura konstrukcyjne, kierowanie procesami produkcyjnymi, w których naukowe wiadomości inżyniera nie mogą być zastąpione wiadomościami z dziedziny innych zawodów.

Przygotowanie naukowe.

Źródłem zdobycia wiedzy fachowej technicznej i ekonomicznej jest wyższy zakład techniczny lub t. zw. Szkoła Handlowa. Program wykładów tych zakładów daje obraz przygotowania jakie wynoszą ze szkoły jej wychowankowie. Porównam w tym celu „Spis wykładów Politechniki Warszawskiej na rok akademicki 1947/48" i „Spis wykładów Szkoły Głównej Handlowej w Warszawie na rok akademicki 1946/47".

Jeśli chodzi o przedmioty ekonomiczne na politechnice to w „Spisie wykładów" znalazłem wykłady następujące:

„Planowanie gospodarcze" — 1 godz. wykładu w sem. VIII na wydziale inżynierii.
„Planowanie przestrzenne" — 3 godz. wykładu i 2 godz. ćwiczeń w sem. VII na wydziale geodezji.
„Ekonomia polityczna" — 2 godz. wykładu w sem. I i II na wydziale geodezji.
„Ekonomia społeczna" — 2 godz. wykładu w sem. VIII na wydziale architektury.

Widzimy więc, że ilość wykładów z dziedziny nauk ekonomicznych jest bardzo skromna [4]).

W Szkole Głównej Handlowej istnieje specjalne Studium Planowania, obejmujące 2 semestry studiów i dostępne zasadniczo dla słuchaczów po ukończeniu VI-go semestru. Liczba godzin wykładowych wynosi — 244 i obemuje między innymi wykłady następujące: teoria planowania, planowanie wzrostu gospodarczego, plany gospodarcze w Polsce, statystyka gospodarcza, zagadnienia finansowe planowania, planowanie inwestycji, technika planowania przestrzennego, zagadnienia komunikacyjne, zagadnienia prawne planowania i in.

Widzimy więc, że pod względem wiadomości teoretycznych z dziedziny planowania absolwenci Szkoły Głównej Handlowej są lepiej przygotowani od absolwentów politechniki.. Uznając jednak wszystkie pozytywne walory, jakie wnieść może do planowania inżynier, należy dążyć do tego, aby inżynier mógł otrzymać dostateczne przygotowanie ekonomiczno-planistyczne.

Może się to stać w sposób dwojaki:

1. przez powstanie Instytutu Planowania Gospodarczego, obejmującego 4 lata studiów z odpowiednio dobranym programem wykładów z dziedziny matematyki, fizyki, materiałoznawstwa, procesów technologicznych, organizacji produkcji, nauk ekonomicznych i specjalnych wykładów z dziedziny planowania;
2. przez powstanie rocznego Studium Planowania Gospodarczego na politechnice z równoczesnym zwiększeniem ilości wykładów ekonomicznych na wszystkich latach.

Ten drugi sposób jest prostszy i szybciej zaspokoić może najbliższe potrzeby, przy czym zaznaczyć należy, że potrzeby te odnoszą się nie tylko do przemysłu, lecz w równym stopniu do komunikacji, inżynierii, architektury. A że coś w tej dziedzinie zrobić należy, to nie ulega wątpliwości dla każdego, kto bierze udział w obecnym życiu gospodarczym Polski i kto wyciąga wnioski z każdej większej lub mniejszej konferencji w sprawach przemysłowych.

[4]) Ten stan rzeczy ulegnie zmianie na korzyść przedmiotów ekonomicznych, gdyż nie wszystkie wydziały Politechniki warszawskiej mają wyższe lata studiów.

Komunikat Instytutu Wydawniczego SIMP

Reskryptem Ministerstwa Oświaty Nr Oc 712/48 z dn. 4.VI.48 książka *prof. dr. inż. Wacława Moszyńskiego* „PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN" została zatwierdzona do użytku szkolnego, jako książka pomocnicza dla uczniów i nauczycieli gimnazjów i liceów mechanicznych.

Zagadnienie drgań mas odsprężynowanych parowozu i tendra[1])

Dr inż. HIPOLIT SOBOLEWSKI

Podstawowe zagadnienia konstrukcyjne, związane z ruchami drgającymi odsprężynowanych mas parowozu. Sprzęgnięcie parowozu z tendrem. Wpływ sprzęgnięcia na drgania swobodne parowozu. Środek drgań. Drganie wymuszone tendra. Drgania wymuszone parowozu pod działaniem sił wewnętrznych. Wzajemne oddziaływanie ruchów drgających parowozu i tendra. Dynamiczne przeciążanie i odciążanie poszczególnych zestawów. Określanie szybkości krytycznych. Wpływ wahaczy. Wpływ szarpania. Wpływ napięcia resortu sprzęgowego na warunki ruchu podczas jazdy po łukach.

Wstęp.

Jeżeli przez środek drgań *C* (mowa o nim niżej) masy odsprężynowanej pojazdu szynowego poprowadzimy 3 osie współrzędnych (rys. 1): *x* — poziomą leżącą w płaszczyźnie podłużnego przekroju pojazdu, *y* — pionową, *z* — poziomą, prostopadłą do płaszczyzny przekroju podłużnego, to możemy wydzielić następujące ruchy drgające masy odsprężynowanej, zachodzące w czasie biegu pojazdu: ruch drgający pionowy wzdłuż osi *y* — tzw. ***podskakiwanie***, ruch obrotowy dokoła osi *z* — ***galopowanie***, oraz ruch obrotowy dokoła osi *x* — ***poprzeczne kołysanie***. W szkodliwych ruchach drgających wzdłuż osi *x*, osi *z*, oraz obrotowym dokoła osi *y* bierze udział cała masa pojazdu (t. zn. odsprężynowana i nieodsprężynowana).

Przy projektowaniu parowozu z zagadnieniem wymienionych ruchów drgających masy odsprężynowanej są związane: 1) wybór odpowiednich resorów oraz ich zawieszenia, 2) sprawa ilości teoretycznych punktów podparcia mas odsprężynowanych, 3) określenie dopuszczalnych luzów między korpusami maźnic a ostojnicami, 4) obliczenie szybkości krytycznych parowozu, 5) znalezienie oddziaływania na tor, pochodzącego od drgań masy odsprężynowanej, jako jednej ze składowych całkowitego nacisku dynamicznego, wchodzącej do t. zw. „charakterystyki dynamicznej parowozu", która z kolei jest niezbędną przy obliczaniu toru.

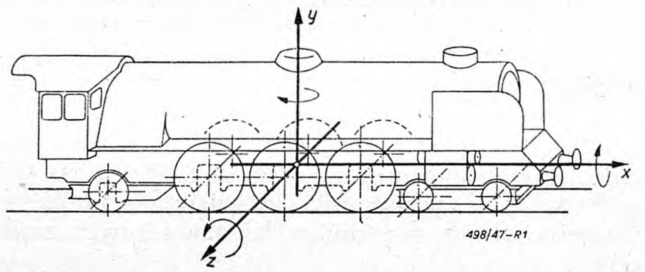
Przewidywania konstruktora, dotyczące jakościowego i ilościowego charakteru przebiegu drgań, będą tym dokładniejsze i bardziej zbliżone do rzeczywistości, im więcej czynników, mających na nie wpływ, weźmie pod uwagę przy obliczeniach, oraz im dokładniejsze zastosuje metody analitycznego badania tych ruchów.

Z prac teoretycznych, poświęconych zagadnieniom dynamiki mas odsprężynowanych pojazdów szynowych, należy przede wszystkim wymienić: prace francuskie *G. Marie, M. Hεrdnera, Nadala* rosyjskie *prof. prof. M. P. Suprunienko, A. M. Godyckiego, A. A. Popowa;* oraz kilka artykułów różnych autorów niemieckich, głównie w czasopiśmie „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" (np. artykuł kompilacyjny *Dr. Ing. P. Schöninga* „Das Schlingerproblem der Eisenbahnfahrzeugen" Organ f. d. F. d. E. 1942, str. 209).

Sprzęgnięcie parowozu z tendrem.

W pracach wymienionych autorów przyjmuje się parowóz jako oddzielną jednostkę, niezależną od reszty składu pociągu, a więc przede wszystkim od tendra.

Jeszcze przed wojną sprzęgano w konstrukcjach europejskich parowóz z tendrem, za pomocą resoru o napięciu najczęściej od 6 do 9 ton. Na niemieckich parowozach wojennej produkcji, obecnie naszej serii Ty42 i Ty43, a także w pierwszym powojennym naszym parowozie serii Ty45, dla zmniejszenia szarpania oraz wężykowania, ze względu na długi zwisający za tylną sztywną osią koniec ramy, zastosowano początkowe napięcie resoru sprzęgowego wynoszące ponad 20 ton, a więc trzykrotnie większe. Takie silne sprzęgnięcie wywiera niewątpliwie wpływ na drgania mas odsprężynowanych tak parowozu jak i tendra.



Rys. 1. Osie odniesienia ruchów drgających parowozu.

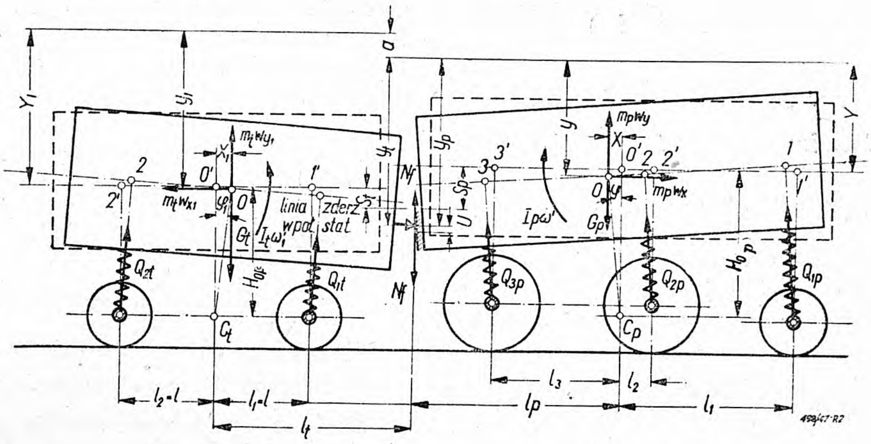
Uwzględnienie tego wpływu w teoretycznych rozważaniach komplikuje nie tyle wyrażenie matematyczne, co sam proces badania drgań, gdyż siła tarcia, równa iloczynowi nacisku normalnego zderzaków tendrowych na płyty zderzakowe parowozu przez współczynnik tarcia[2]) nie jest funkcją ciągłą lecz, posiadając wartość bezwzględną stałą, zmienia w pewnych momentach raptownie swój kierunek, zależnie od względnego ruchu płyt zderzakowych na parowozie i zderzaków na tendrze. Wynika więc konieczność badania tego ruchu względnego w celu odnalezienia punktów zwrotnych siły tarcia.

Wpływ sprzęgnięcia na drgania swobodne parowozu.

Dla wyjaśnienia tych spraw wyprowadzimy równania drgań swobodnych mas odsprężynowanych układu parowóz-tender, przebiegających w płaszczyź-

[1]) Streszczenie ważniejszych rozważań i wyników pracy doktorskiej złożonej na Politechnice Łódzkiej p. t. „Teoria drgań mas odsprężynowanych parowozu i tendra połączonych sprzęgiem".

[2]) Jest on dość duży, gdyż normalnie w pracy parowozu płyty są słabo smarowane; poza tym, będąc umieszczone pod budką maszynisty, są zawsze zanieczyszczone węglem.



Rys. 2. Układ schematyczny parowóz - tender.

nie pionowej podłużnej, tj. drgań pionowych wzdłuż osi y, oraz obrotowych dokoła osi z, które dla parowozu, jak z poniższego wynika, są w ogólnym wypadku od siebie zależne. Drgania obrotowe dokoła osi x przebiegają niezależnie od dwóch poprzednich drgań.

Na rys. 2, przedstawiającym układ parowóz-tender, mamy następujące oznaczenia:

Cp, Ct – środki drgań parowozu i tendra;

l_1, l_2, l_3. – odległości poszczególnych zestawów od środka drgań, mierzone poziomo;

H_{op}, H_{ot} – odległości środków ciężkości parowozu i tendra od środków drgań, mierzone pionowo przy statycznym położeniu;

x, y – poziome i pionowe przemieszczenia masy odsprężynowanej parowozu w chwili t;

x_1, y_1 – poziome i pionowe przemieszczenia masy odsprężynowanej tendra w chwili t;

φ, φ_1 – kątowe przemieszczenia mas odsprężynowanych parowozu i tendra;

w_x, w_{x_1}, w_y, w_{y_1}, ω', ω'_1 — odpowiednie liniowe i kątowe przyspieszenia mas odsprężynowych parowozu i tendra;

m_p, m_t, G_p, G_t — masy i ciężary odsprężynowane parowozu i tendra;

I_p, I_t – momenty bezwładności mas odsprężynowanych parowozu i tendra względem swoich środków drgań;

k_1, k_2, k_3 ... — twardości odsprężynowania poszczególnych zestawów kołowych (t. zn. dwóch resorów przypadających na zestaw);

l_p, l_t – odległości siły tarcia Nf od środków drgań parowozu oraz tendra;

N – nacisk normalny zderzaków na płyty;

f – współczynnik tarcia.

Pomijając przemieszczenia poziome oraz oznaczając przez Q_{1p}, Q_{2p}, Q_{3p} ...siły deformacji resorów zestawów kołowych parowozu, otrzymamy:

$$Q_{1p} = k_1 (y - \varphi l_1);$$

$$Q_{2p} = k_2 (y - \varphi l_2);$$

$$Q_{3p} = k_3 (y + \varphi l_3);$$

oraz, uwzględniając zasadę *d'Alemberta*, następujące równania dla masy odsprężynowanej parowozu:

$$m_p w_y + \Sigma Q_{np} - G_p + Nf \text{ sign } u' = 0;$$

$$I_p \omega' + Q_{3p} . l_3 - Q_{2p} . l_2 - Q_{1p} . l_1 + \ldots + Nf \text{ sign } u' . l_p = 0. \quad . \quad . \quad [1]$$

Założono tutaj, że względne przesunięcie parowozu i tendra odbywa się tak, że siła tarcia działająca na parowóz jest skierowana do góry, a siła tarcia działająca na tender — do dołu. Jeżeli oznaczymy wartość względnego przesunięcia przez $u = y_p - y_t$, przyczem

$$y_p = y + s_p + l_p . \varphi;$$

$$y_t = y_1 + s_t + l_t \varphi_1 - a;$$

gdzie s_p i s_t oznaczają, mierzone pionowo, odległości środków ciężkości parowozu i tendra od linii styku zderzaków i płyt w stanie statycznym, zaś a — różnicę ugięcia resorów tendra i parowozu w stanie statycznym, to wypadek kierunków sił tarcia jak na rysunku 2 odpowiada wzrostowi wartości u, czyli dodatniej wartości pochodnej funkcji u (sign . u' = = +1). W wypadku gdy u maleje (sign . u' = —1) znaki przy siłach tarcia zmieniają się na odwrotne — odpowiada to zmianie kierunków tych sił na odwrotne.

Wstawiając odpowiednie wartości do równań układu [1], oraz oznaczając:

$$\Sigma k_n = k_1 + k_2 + k_3 + \ldots \ldots ;$$

$$\Sigma k_n . l_n = - k_1 l_1 - k_2 . l_2 + k_3 . l_3 + \ldots \ldots ;$$

$$\Sigma k_n . l_n^2 = k_1 . l_1^2 + k_2 . l_2^2 + k_3 . l_3^2 + \ldots \ldots ;$$

otrzymamy następujący układ równań, charakteryzujący drgania swobodne masy odsprężynowanej parowozu w płaszczyźnie pionowej podłużnej:

$$m_p \frac{d^2y}{dt^2} + (\Sigma\ k_n)y + (\Sigma\ k_n\, l_n)\ \varphi -$$

$$- G_p + Nf \text{ sign} . u' = O;$$

$$I_p \frac{d^2\varphi}{dt^2} + (\Sigma\, k_n\, l_n^2)\ \varphi + (\Sigma\ k_n\ l_n)y +$$

$$+ Nf \text{ sign} . u' . l_p = O. \quad . \quad . \quad [2]$$

Z równań jest widoczna zależność drgań pionowych od obrotowych i odwrotnie; tylko w wypadku gdy $\Sigma\, k_n\, l_n = O$, oba drgania przebiegają od siebie niezależnie.

Rozwiązanie układu równań [2] nie nastręcza trudności i prowadzi w rezultacie do funkcyj:

$$y = f\,(Nf \,.\, \text{sign} \,.\, u',\, t);$$

$$\varphi = F\,(Nf \,.\, \text{sign} \,.\, u',\, t).$$

Przebieg zmienności y i φ jest zależny od znaku pochodnej funkcji u w danej chwili. Zmiana kierunków sił tarcia następuje w momencie gdy $u' = O$ i zależnie od wzajemnego stosunku częstotliwości drgań własnych parowozu i częstotliwości drgań własnych tendra, zachodzi wcześniej lub później w stosunku do końca półokresu drgań własnych parowozu, wywołując zmianę długości tego półokresu.

W odróżnieniu więc od drgań swobodnych parowozu względnie tendra jako jednostek oddzielnych, nie złączonych ze sobą sprzęgiem, kiedy charakter drgań zależy tylko od własności sprężystych ich odresorowań, drgania mas odsprężynowanych w układzie parowozowo-tendrowym zależą jeszcze od wzajemnego oddziaływania na siebie tych mas z siłą tarcia Nf, stałą co do bezwzględnej wartości, lecz zmieniającą w pewnych momentach swój kierunek na przeciwny. Siła ta powoduje przede wszystkim tłumienie drgań, a następnie, na skutek przesunięcia punktów zwrotnych w stosunku do końców półokresów — zmianę częstotliwości drgań każdej z mas. Tłumienie drgań jest tym większe im silniejsze jest napięcie resoru sprzęgowego i im większy współczynnik tarcia zderzaków o płyty. Jest ono jeszcze zwiększone przez inne opory, a przede wszystkim przez tarcie między piórami resorowymi (tarcie w prowadnicach maźnic, z powodu dobrego smarowania, nie posiada dużego wpływu).

Środek drgań.

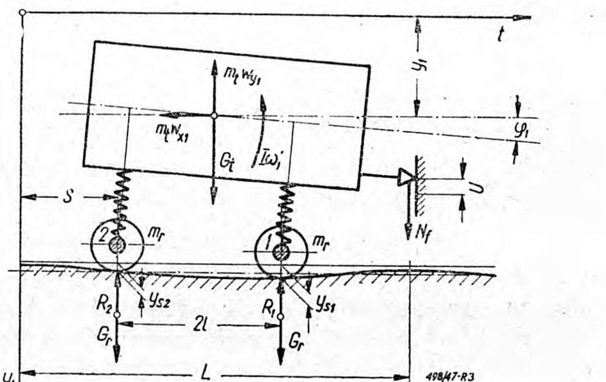
Teorię położenia środka drgań *(centre elastique)* tak przy drganiach pionowych jak obrotowych, środka stałego w czasie zachodzących ruchów i zależnego tylko od konstrukcyjnych właściwości pojazdu, opracował *M. Herdner* (można ją znaleźć w każdej książce zawierającej opis drgań mas odsprężynowanych taboru kolejowego).

W wypadku jednakowej średnicy kół pojazdu (np. parowozy tylko z osiami wiązanymi lub tendry), środek drgań znajduje się w płaszczyźnie osi kół w przybliżeniu na linii pionowej pod środkiem ciężkości. W wypadku zaś parowozu z wózkami, leży on, jeśli chodzi o płaszczyznę poziomą, między płaszczyzną osi kół wiązanych i płaszczyzną osi kół wózka. Wywody *Herdnera* są słuszne przy rozpatrywaniu pojazdu jako jednostki oddzielnej. Wpływ sprzęgnięcia parowozu z tendrem na położenie środka drgań jest zagadnieniem złożonym i dokładne jego rozwiązanie może nastąpić tylko na drodze eksperymentalnej; dotyczy to zarówno tendra idącego w składzie pociągu między parowozem i wagonami, jak i parowozu. Pod tym względem, wyniki analitycznego badania drgań swobodnych układu parowozowo-tendrowego mogą służyć jako wyjściowe.

Drgania wymuszone tendra.

Największe znaczenie dla konstruktora projektującego pojazd szynowy mają drgania wymuszone.

Drgania wymuszone tendra powstają głównie od nierówności toru, tak okresowych jak przypadkowych. Na skutek nacisku koła na szynę oraz osłabienia linii toru w miejscach styków droga osi zestawów kołowych przy ich ruchu po szynach nie jest linią prostą, lecz odbiegającą od niej zależnie od wielkości nacisków oraz własności sprężystych toru. Powstającym na skutek tego pionowym ruchom zestawów towarzyszą siły bezwładności mas tych zestawów, które zwiększają lub zmniejszają ogólny nacisk każdego koła na szynę. W ten sposób do równań dla mas odsprężynowanych dochodzą, związane z nimi, równania mas nieodsprężynowanych, uwzględniające siły bezwładności tych mas, jako też siły sprężystego odkształcenia szyn. Tak samo sprężysty tor (szyny, podkłady), wykonując drgania pod poruszającymi się na nim kołami i posiadając pewną masę, będzie wywierał wpływ swoimi siłami bezwładności na naciski kół.



Rys. 3. Ruchy drgające tendra, wymuszone nierównością toru.

Pełne uwzględnienie wpływu toru na drgania mas odsprężynowanych pojazdu prowadzi więc do układu szeregu równań różniczkowych, którego rozwiązanie w ogólnym wypadku już dla pojazdu dwuosiowego, jak się okazało, jest niemożliwe. Najczęściej upraszcza się zagadnienie w ten sposób, że zakłada się tor sztywny ugięty, przyjmując pewną funkcję charakteryzującą to ugięcie.

Niech pionowe przemieszczenia y_s (rys. 3) linii toru, ugiętego pod wpływem oddziaływania zestawów kołowych poruszającego się na nim tendra dwuosiowego, będą wyrażone pewną funkcją drogi s:

$$y_s = f(s) = f(v \,.\, t).$$

Jeżeli w chwili $t = 0$ zestaw 2 pojazdu znajduje się na osi pionowej układu współrzędnych, to po upływie czasu t będzie on oddalony od tejże osi o $s = v \cdot t$, zaś zestaw 1 o odległość $s = v \cdot t + 2 \cdot l$, czyli:

$$y_{s_1} = f(vt + 2l); \quad y_{s_2} = f(vt).$$

Zgodnie z oznaczeniami na rys. 3, w chwili t siły sprężystego odkształcenia resorów wynoszą:

$$Q_1 = k(y_1 + \varphi \cdot l - y_{s_1});$$

$$Q_2 = k(y_1 - \varphi \cdot l - y_{s_2});$$

gdzie k — twardość odsprężynowania zestawu.

Siły sprężystego odkształcenia szyn, oddziaływujące na zestawy, oznaczam przez R_1 i R_2 wynoszą one:

$$R_1 = \lambda_1 y_{s_1} + \lambda_2 y_{s_2};$$

$$R_2 = \lambda_1 y_{s_2} + \lambda_2 y_{s_1};$$

λ_1, λ_2 — stałe współczynniki zależne od sprężystych własności toru i odległości między zestawami.

Jeżeli oznaczymy jeszcze przez m_r i G_r — masę nieodsprężynowaną i ciężar nieodsprężynowany zestawu, to dla sił pionowych oraz momentów obrotowych otrzymamy następujące równania:

$$m_t \frac{d^2 y_1}{dt^2} + 2k \cdot y_1 - Gt - Nf \operatorname{sign} u' = k(y_{s_1} + y_{s_2});$$

$$I_t \frac{d^2 \varphi_1}{dt^2} + 2kl^2 \cdot \varphi_1 - Nf \operatorname{sign} u' \cdot l_t = kl(y_{s_1} - y_{s_2});$$

$$m_r \frac{d^2 y_{s_1}}{dt^2} + \lambda_1 \cdot y_{s_1} + \lambda_2 \cdot y_{s_2} - k(y_1 + \varphi_1 l - y_{s_1}) - G_r = 0;$$

$$m_r \frac{d^2 y_{s_2}}{dt^2} + \lambda_1 \cdot y_{s_2} + \lambda_2 \cdot y_{s_1} - k(y_1 + \varphi_1 l - y_{s_2}) - G_r = 0;$$

Przy uwzględnieniu sprężystości toru, a pominięciu jego masy, otrzymujemy więc dla tendra dwuosiowego układ czterech równań różniczkowych (niewiadome $y_1, \varphi_1, y_{s_1}, y_{s_2}$), którego rozwiązanie jest trudne i prowadzi do wyników bardzo skomplikowanych. Jeśli pominąć masę m_r, jako małą w porównaniu do m_t, oraz przyjąć tor ugięty jako sztywny (wtedy $R_1 = Q_1$ oraz $R_2 = Q_2$), to dla charakterystyki drgań wymuszonych masy odsprężynowanej tendra pozostaną tylko dwa pierwsze równania. Przyjmując jeszcze funkcje $y_s = f(vt)$, np. równanie drogi zestawu kołowego podane przez *Filonienko - Borodzicza*[3]), równania, jako od siebie niezależne, rozwiązują się łatwo.

Wpływ sprzęgnięcia z parowozem przejawia się tutaj w dodatkowym zwiększeniu lub zmniejszeniu wychylenia y_1 o wartość $\pm \frac{Nf}{2k}$ zaś kąta obrotu φ_1 o wartość $\pm \frac{Nf \cdot l_t}{2kl^2}$. Szybkości krytyczne tendra ze względu na drgania pionowe i obrotowe wyrażają się zależnościami:

$$V_{kr \cdot y_1} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{2k}{m_t}};$$

$$V_{kr \cdot \varphi_1} = \frac{L}{2\pi} \sqrt{\frac{2kl^2}{I_t}};$$

gdzie L — jest długością szyny.

Drgania wymuszone parowozu.

Drgania wymuszone parowozu powstają przede wszystkiem od sił wewnętrznych, a więc oddziaływania składowych sił ciśnienia pary na prowadnice wodzików oraz składowych od sił bezwładności mechanizmów korbowych. Co się tyczy wpływu siły ciśnienia pary, to w większości prac (*G. Marie'*, *Nadal* i inni), przyjmuje się tę siłę w trzonie tłokowym za stałą i następnie, znajdując składową działającą na prowadnice wodzika, uwzględnia się jej działanie na masę odsprężynowaną. Oczywiście, otrzymuje się w ten sposób spaczony obraz drgań. *Prof. Suprunienko* uwzględnia zmienność siły nacisku pary, przyjmując rzeczywisty wykres indykatorowy, przy czym dla zmienności ciśnienia przyjmuje wzory empiryczne, inne dla okresu napełniania, inne dla okresu rozprężania się pary. Sposób ten jest o tyle nie wygodny, że staje się koniecznym rozpatrywanie kilku wariantów pracy w cylindrze prawym i lewym (bierzemy pod uwagę najbardziej rozpowszechniony parowóz dwucylindrowy o pojedyńczym rozprężaniu pary) ze względu na to, że korby obu maszyn są przesunięte względem siebie o kąt 90^0. Rozpatruje się mianowicie trzy warianty: 1) w obu cylindrach przebiegają napełnienia (zachodzi to tylko przy napełnieniach większych od 50%); 2) w jednym cylindrze napełnienie w drugim rozprężanie; 3) w obu cylindrach rozprężanie. Następnie dla każdego wariantu określa się inne równanie dla drgań wymuszonych. Przy tym sposobie nie otrzymuje się pełnego obrazu przebiegu drgań zachodzących w ciągu jednego obrotu korby.

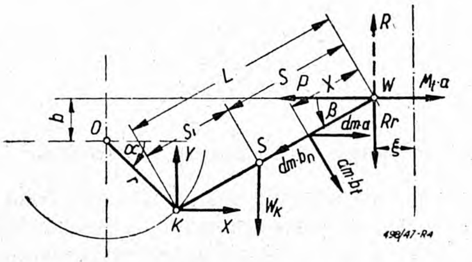
Wydaje się więc bardziej celową metoda polegająca na sporządzeniu, na podstawie wykresu indykatorowego, wykresu siły składowej działającej na prowadnice wodzika i następnie, stosując metody praktycznej analizy harmonicznej wynikającej z teorii szeregów *Fouriera*, zastąpieniu wykresu przybliżoną funkcją analityczną.

Weźmy pod uwagę bardziej ogólny wypadek mechanizmu korbowego silnika parowozowego, a mianowicie — mechanizm mimoosiowy (rys. 4). Dla dowolnego położenia korby pod kątem α do poziomu, gdy tłok przebył drogę ζ od swojego skrajnego położenia, działają na korbowód następujące siły:

w punkcie W, oprócz siły ciśnienia pary $P = \frac{\pi D^2}{4} \cdot p_c$ (D — średnica cylindra, p_c — różnica ciśnień po obu stronach tłoka), siła bezwładności $M_t \cdot a$ masy tłoka i innych części z nim związanych (drąg, wodzik), wykonujących ruch prostolinijny zmienny, skierowana przeciwnie do wektora przyspieszenia a; oraz reakcja

[3]) *Kraczkowskij:* „Rasczety żeleznodorożnowo puti" str. 60, lub *Suprunienko:* „Garmoniczeskije kolebanija podwiżnowo sostawa żeleznych dorog" str. 119.

prowadnicy R_r skierowana prostopadle do osi cylindra; w dowolnym punkcie korbowodu o masie elementarnej dm działają siły bezwładności skierowane przeciwnie do odpowiednich składowych wektorów przyspieszeń, a więc siła $dm \cdot a$ skierowana tak samo jak wektor siły $M_t \cdot a$, siła styczna $dm \cdot b_t$ — skierowana przeciwnie do wektora przyspieszenia stycznego b_t i siła normalna $dm \cdot b_n$ — skierowana zawsze



Rys. 4. Układ sił w mechanizmie korbowym parowozu.

od punktu W; w środku ciężkości korbowodu jego ciężar W_k, w punkcie K — składowe: pionowa Y i pozioma X reakcji czopa korbowego. Przyjmując, według zasady *d'Alemberta*, że siły te są w równowadze, otrzymamy wartość reakcji prowadnicy R_r z sumy momentów sił względem punktu K:

$$R_r L \cos\beta + M_t\, a\, L \sin\beta - PL \sin\beta +$$

$$+ W_k (L - s) \cos\beta + \int_0^L dm \cdot a\,(L - x) \sin\beta +$$

$$+ \int_0^L dm \cdot b_t\,(L - x) = 0; \qquad [3]$$

L — długość korbowodu;

s — odległość środka ciężkości korbowodu od punktu W;

x — odległość elementarnej masy dm korbowodu od punktu W;

β — kąt korbowodu z osią poziomą.

Poza tym na rysunku 4 oznaczają:

b — mimoosiowość mech. korbowego;

s_1 — odległość środka ciężkości korbowodu od czopa korbowego;

r — długość korby.

Uwzględniając w równaniu [3] wartości, które daje kinematyka mechanizmu korbowego oraz rozwiązując całki i wprowadzając pewne uproszczenia, otrzymamy dla wartości siły R_r, lub, równej jej lecz przeciwnie skierowanej, siły oddziaływania mechanizmu korbowego na masę odsprężynową R_{pr} (cylinder prawy), zależność następującą:

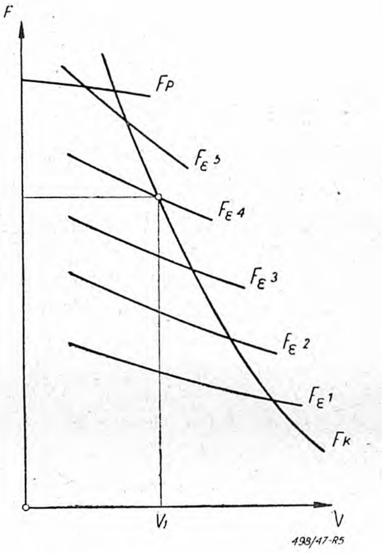
$$R_{pr} = P \frac{r}{L} \sin\alpha -$$

$$- \omega^2 r \left[\left(M_t + M_k \frac{s_1}{L} \right) \left(\frac{r}{2L} \sin 2\alpha + \frac{b}{L} \cos\alpha \right) \right];$$

gdzie

$$\omega = \frac{d\alpha}{dt}.$$

Pierwszy wyraz w tym równaniu wyraża wpływ siły ciśnienia pary. Wykres wartości $P \frac{r}{L} \sin\alpha$ otrzymuje się na podstawie wykresu indykatorowego. W tym celu sporządza się wykres indykatora dla napełnienia maksymalnego przy danej szybkości, biorąc pod uwagę siłę pociągową kotłową, jako ograniczającą pracę parowozu (rys. 5). Np. dla szybkości v_1 maksymalnym napełnieniem będzie ε_4. Na rysunku 5 krzywa F_k oznacza zmianę siły pociągowej kotłowej przy pewnym natężeniu cieplnym pracy kotła, krzywe F_ε — siły pociągowe cylindrowe przy różnych napełnieniach. Przy małych szybkościach jak widać z rysun-



Rys. 5. Wykresy zależności siły pociągowej od szybkości przy różnych natężeniach cieplnych pracy kotła i różnych napełnieniach.

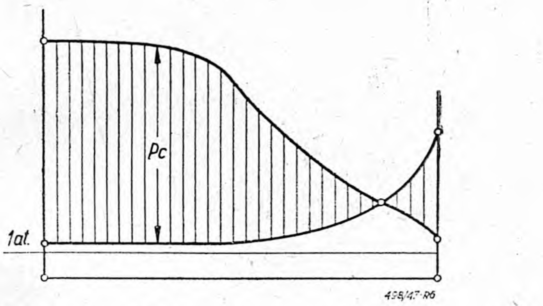
ku, wielkość siły pociągowej parowozu ogranicza siła pociągowa przyczepna F_p. Z wykresu wynika, że każdej szybkości odpowiada pewne maksymalne napełnienie, z którym, w wypadku gdy F_k odpowiada normalnemu natężeniu cieplnemu pracy kotła, silnik może pracować długi okres czasu przy niewyczerpywaniu się kotła i nie forsownej jego pracy.

Z wykresu indykatorowego, na który naniesiona została krzywa ciśnienia po przeciwnej stronie tłoka, otrzymujemy wartości różnic ciśnień p_c w zależności od drogi tłoka ζ (rys. 6). Określając dla każdego ζ wielkość kąta korby α, znajdziemy $p_c = f(\alpha)$ i $P \frac{r}{L} = f(\alpha)$ (krzywa kreskowana na rys. 7). Mnożąc rzędne wykresu przez sinusy odpowiednich kątów α, otrzymamy wykres funkcji $P \frac{r}{L} \sin\alpha$ (linia pełna na rys. 7). Otrzymana funkcja jest okresową o okresie 180°.

Według teorii *Fouriera*, każdą funkcję okresową $y = f(x)$ mającą na długości okresu skończoną ilość maksymów i minimów, można rozłożyć na nieskończony, zbieżny szereg wielkości sinusoidalnych:

$$f(x) = a_0 + a_1 \cos x + b_1 \sin x + a_2 \cos 2x + b_2 \sin 2x + \ldots\ldots$$

Zadanie rozłożenia funkcji $f(x)$ na szereg sprowadza się więc do znalezienia współczynników a_0, a_1, b_1, a_2, b_2.... Jeżeli funkcja $f(x)$ dana jest analitycznie, współczynniki określa się także analitycznie, lub jeśli dany jest wykres funkcji, współczynniki szeregu znajduje się na podstawie tego wykresu przy pomocy metod przybliżonych.



Rys. 6. Wykres różnicy ciśnień po obu stronach tłoka w zależności od jego skoku.

Przyjmując np. metodę dwunastu współrzednych, t. j. dzieląc okres funkcji, wynoszący w naszym wypadku 180°, na dwanaście części i znajdując rzędne w punktach podziału, oraz wprowadzając nową zmienną $x = 2\alpha$ o okresie 360°, otrzymuje się dla wartości współczynników następujące wyrażenia:

$$12\,a_0 = y_0 + y_1 + y_2 + y_3 + y_4 + y_5 + y_6 + y_7 + y_8 + y_9 + y_{10} + y_{11};$$

$$6\,a_1 = (y_2 + y_{10} - y_4 - y_8) \sin 30^0 + (y_1 + y_{11} - y_5 - y_7) \sin 60^0 + (y_0 - y_6);$$

$$6\,a_2 = (y_1 + y_5 + y_7 + y_{11} - y_2 - y_4 - y_8 - y_{10}) \cdot \sin 30^0 + (y_0 + y_6 - y_3 - y_9);$$

$$6\,a_3 = y_0 + y_4 + y_8 - y_2 - y_6 - y_{10};$$

$$6\,b_1 = (y_1 + y_5 - y_7 - y_{11}) \sin 30^0 + (y_2 + y_4 - y_8 - y_{10}) \sin 60^0 + (y_3 - y_9);$$

$$6\,b_2 = (y_1 + y_2 + y_7 + y_8 - y_4 - y_5 - y_{10} - y_{11}) \sin 60^0;$$

$$6\,b_3 = y_1 + y_5 + y_9 - y_3 - y_7 - y_{11}.$$

(Można jeszcze zagadnienie uprościć, stosując np. schemat obliczeń *Rungègo*).

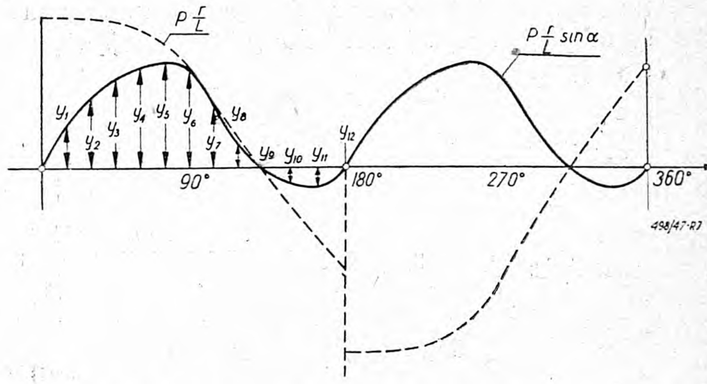
W ten sposób, przyjmując z dostateczną dokładnością 5 pierwszych wyrazów rozwinięcia, dla wartości siły R_{pr} znajdziemy:

$$R_{pr} = a_0 - \mu_b \cos\alpha + a_1 \cos 2\alpha + \beta_1 \sin 2\alpha + a_2 \cos 4\alpha + b_2 \sin 4\alpha; \qquad [4]$$

przy czym

$$\beta_1 = b_1 - \omega^2 r \left(M_t + M_k \frac{s_1}{L}\right) \frac{r}{2L};$$

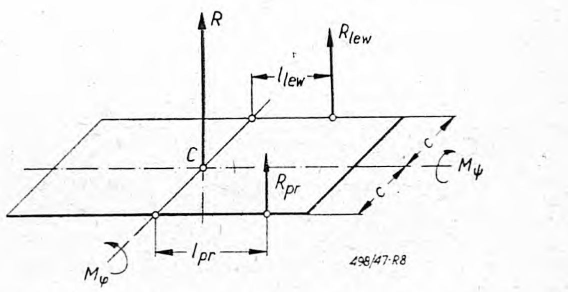
$$\mu_b = \omega^2 r \left(M_t + M_k \frac{s_1}{L}\right) \frac{b}{L}.$$



Rys. 7. Wykres składowej siły oddziaływania mechanizmu korbowego w zależności od ciśnienia pary.

Na masę odsprężynowaną parowozu działają dwie siły R od dwóch mechanizmów korbowych. Dla lewej strony, wielkość oddziaływania R_{lew} znajduje się przez wstawienie w równanie [4], zamiast kąta α, kąta $270^0 + \alpha$:

$$R_{lew} = a_0 - \mu_b \sin\alpha - a_1 \cos 2\alpha - \beta_1 \sin 2\alpha + a_2 \cos 4\alpha + b_2 \sin 4\alpha$$



Rys. 8. Współdziałanie reakcji dwóch mechanizmów korbowych parowozu.

W środku drgań C (rys. 8) siły R_{pr} i R_{lew} dają wypadkową:

$$R = R_{pr} + R_{lew} = 2a_0 + 2a_2 \cos 4\alpha + 2\,b_2 \sin 4\alpha - \mu_b \cos\alpha - \mu_b \sin\alpha. \qquad [5]$$

Moment w płaszczyźnie podłużnej wynosi:

$$M_\varphi = R_{pr} \cdot l_{pr} + R_{lew} \cdot l_{lew}.$$

Uwzględniając rys. 9, oraz wprowadzając pewne uproszczenie, znajduje się:

$$M_\varphi = 2a_0 (d + L) - \mu_b r + (a_0 r + a_1 r - \mu_b d - \mu_b L) \cos\alpha + (a_0 r - a_1 r + 2\beta_1 r - \mu_b d - \mu_b L) \sin\alpha. \qquad [6]$$

Moment w płaszczyźnie poprzecznej:

$$M_\psi = c\,(R_{pr} - R_{lew}) = c\,(\mu_b \sin\alpha - \mu_b \cos\alpha + 2a_1 \cos 2\alpha + 2\beta_1 \sin 2\alpha). \qquad [7]$$

c — odległość osi prowadnic wodzików od płaszczyzny środkowej parowozu.

Równania charakteryzujące drgania wymuszone masy odsprężynowanej parowozu przedstawiają się następująco:

$$\frac{d^2y}{dt^2} + \beta_y^2 \cdot y + \gamma_y \cdot \varphi = g - \frac{Nf \text{ sign. } u'}{m_p} - \frac{R}{m_p}; \quad [8]$$

$$\frac{d^2\varphi}{dt^2} + \beta_\varphi^2 \cdot \varphi + \gamma_\varphi \cdot y = -\frac{Nf \text{ sign. } u' \cdot l_p}{I_p} + \frac{M\varphi}{I_p}; \quad [9]$$

$$\frac{d^2\psi}{dt^2} + \beta_\psi^2 \cdot \psi = \frac{M\psi}{I\psi}. \quad [10]$$

przy czym:

$$\beta_y^2 = \frac{\Sigma k_n}{m_p}; \quad \beta_\varphi^2 = \frac{\Sigma k_n l_n^2}{I_p};$$

$$\gamma_y = \frac{\Sigma k_n l_n}{m_p}; \quad \gamma_\varphi = \frac{\Sigma k_n l_n}{I_p};$$

ψ — chwilowy kąt obrotu masy odsprężynowanej dokoła osi x;

I_ψ — moment bezwładności masy odsprężynowanej względem osi x;

$$\beta_\psi^2 = \frac{2\Sigma k_n a_1^2 + 2\Sigma k_{wm} \cdot a_2^2 - G_p \cdot h}{I_\psi}$$

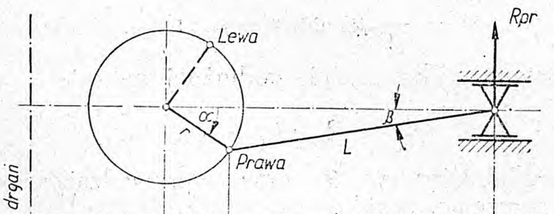
W zależności dla β_ψ oznaczają:

k_n — twardości poszczególnych resorów n osi wiązanych;

k_{wm} — twardości poszczególnych resorów m osi tocznych;

a_1, a_2 — odległości resorów osi wiązanych względnie tocznych od środkowej płaszczyzny podłużnej parowozu;

h — odległość, mierzona pionowo, od środka drgań do środka ciężkości mas odsprężynowanych.



Rys. 9. Uproszczony układ mechanizmu korbowego.

Równania [8] i [9] tworzą układ, czyli drgania pionowe oraz obrotowe w płaszczyźnie pionowej podłużnej są od siebie zależne, natomiast drgania obrotowe w płaszczyźnie poprzecznej są od dwóch poprzednich niezależne. Rozwiązania tych równań (równania [8] i [9] przez wyrugowanie jednej zmiennej, dają w rezultacie równania różniczkowe czwartego rzędu, każde z jedną niewiadomą) są następujące:

$$y = -\Bigg[\frac{\mu_b}{m_p(\omega^2 - \beta_y^2)} + \frac{\gamma_y}{I_p(\omega^2 - \beta_y^2)(\omega^2 - \beta_\varphi^2)} \cdot (a_0 r + a_1 r \mu_b d - \mu_b L)\Bigg]\cos\omega t - \Bigg[\frac{\mu_b}{m_p(\omega^2 - \beta_y^2)} + \frac{\gamma_y}{I_p(\omega^2 - \beta_y^2)(\omega^2 - \beta_\varphi^2)}(a_0 r - a_1 r + 2\beta_1 r - \mu_b d - \mu_b L)\Bigg] \cdot \sin\omega t + \frac{2a_2}{m_p(16\omega^2 - \beta_y^2)}\cos 4\omega t + \frac{2b_2}{m_p(16\omega^2 - \beta_y^2)}\sin 4\omega t + Y - \frac{2a_0}{\Sigma k_n} - \frac{\Sigma k_n l_n}{(\Sigma k_n)(\Sigma k_n l_n^2)}\Big[2a_0(d + L) - \mu_b r\Big] - \left(y_f - \frac{\Sigma k_n l_n}{\Sigma k_n}\varphi_f\right)\text{sign. } u'; \quad (11)$$

$$\varphi = -\frac{r(a_0 + a_1) - \mu_b(d + L)}{I_p(\omega_2 - \beta_\varphi^2)}\cos\omega t - \frac{r(a_0 - a_1 + 2\beta_1) - \mu_b(d + L)}{I_p(\omega^2 - \beta_\varphi^2)}\sin\omega t + \frac{2a_0(d + L) - \mu_b r}{\Sigma k_n l_n^2} - \varphi_f \cdot \text{sign. } u'; \quad (12)$$

$$\psi = \frac{c \cdot \mu_b}{I\psi(\beta_\psi^2 - \omega^2)}\left(\sin\omega t - \cos\omega t\right) + \frac{2a_1 \cdot c}{I_\psi(\beta_\psi^2 - 4\omega^2)}\cos 2\omega t + \frac{2\beta_1 \cdot c}{I_\psi(\beta_\psi^2 - \omega^2)}\sin 2\omega t. \quad (13)$$

W równaniach:

$Y = \frac{G_p}{\Sigma k_n}$ — oznacza statyczne ugięcie resorów parowozu;

$y_f = \frac{Nf}{\Sigma k_n}$ — t. zw. strzałkę tarcia dla parowozu;

$\varphi_f = \frac{Nf \,.\, l_p}{\Sigma k_n l_n^2}$ — t. zw. kąt tarcia.

Ruch względny mas odsprężynowanych parowozu i tendra przy drganiach wymuszonych ma przebieg skomplikowany. Zmiana kierunku siły tarcia na płytach zderzakowych przebiega w ten sposób, że powtarza się okresowo pewien cykl tych zmian zależny od wzajemnego stosunku częstotliwości drgań wymuszonych tendra i częstotliwości drgań wymuszonych parowozu oraz wielkości ich amplitud. Przy miękkim odsprężynowaniu tendra i większych szybkościach charakter ruchu względnego będzie w większym stopniu zależny od drgań tendra, zaś odwrotnie, przy twardym odsprężynowaniu tendra i mniejszych szybkościach — od drgań wymuszonych parowozu. Przemieszczenie w danej chwili dowolnego punktu masy

odsprężynowanej jest sumą geometryczną składowych przemieszczeń od poszczególnych drgań charakteryzujących się równaniami [11], [12], [13]. W praktyce najbardziej obchodzącymi są przemieszczenia punktów ostojnicy położonych nad osiami, przy czym ponieważ punkty te leżą w przybliżeniu na jednym poziomie ze środkiem drgań, to dla określenia całkowitego wychylenia pionowego y_x punktu ostojnicy nad osią, można przyjąć sumę algebraiczną wychyleń składowych. A więc, oznaczając przez l_x — odległość punktu od środka drgań w kierunku podłużnym parowozu, zaś przez a_x — w kierunku poprzecznym, otrzymamy:

$$y_x = y + l_x \cdot \varphi + a_x \cdot \psi; \qquad [14]$$

l_x posiada znak $+$ dla punktów położonych z tyłu środka drgań, zaś a_x — dla punktów lewej strony parowozu.

Wartości maks. względnie min. funkcji [14] określają położenia najniższe i najwyższe badanego punktu. Jeśli chodzi o wpływ siły tarcia *Nf*, to w momencie najniższego położenia siła ta może być skierowana do dołu, czyli w równaniach [11] i [12] należy przyjąć sign . $u' = -1$ i wychylenie punktu do dołu powiększy się o wielkość:

$$\left(y_f - \frac{\Sigma k_n l_n}{\Sigma k_n} \varphi_f\right) + \varphi_f \cdot l_x : \qquad [15]$$

tak samo, ponieważ w momencie najwyższego położenia punktu siła tarcia może być skierowana do góry, nastąpi zmniejszenie wartości y_x o wartość [15] i punkt przemieści się o tyleż wyżej. Z pośród wszystkich punktów ostojnicy nad osiami, największe przemieszczenie otrzymują punkty położone nad osiami skrajnymi, jako najbardziej oddalone od środka drgań. Przemieszczenia te powodują z jednej strony zwiększenie lub zmniejszenie obciążenia przypadającego na zestaw, z drugiej strony zmniejszenie lub zwiększenie luzu między korpusami maźnic i wykrojami maźniczymi ostojnic. Jak z równania [12] wynika, największe przeciążenia od drgań masy odsprężynowanej będzie otrzymywał tylny zestaw skrajny parowozu, natomiast największe odciążenie zestaw przedni skrajny.

Dla określenia największych i najmniejszych odchyleń y_x w funkcji szybkości parowozu, tok pracy byłby następujący:

1) Wybranie pewnej ilości (ponad 10) szybkości, dla których zostaną przeprowadzone obliczenia, w granicach od ok. 5 km/godz. do maksymalnej badanego parowozu, przy czym ze względu na to, że szybkości krytyczne występują przeważnie przy wartościach mniejszych od 50 km/godz., w tym przedziale należy przyjąć większą ich ilość.

2) Określenie dla wybranych szybkości największych napełnień ze względu na ograniczającą pracę parowozu siłę pociągową kotłową względnie przy małych szybkościach, siłę pociągową przyczepną.

3) Sporządzenie dla określonych napełnień wykresów indykatorowych (jeśli niema zdjętych z silnika), oraz na ich podstawie, wykresów siły

$$P \frac{r}{L} \sin\alpha = f(\alpha)$$

4) Obliczenie z każdego wykresu stałych szeregu *Fouriera*

5) Wypisanie dla każdej szybkości trzech równań drgań (równania [11], [12], [13].

6) Wypisanie dla każdej szybkości równania wypadkowego [14].

7) Na podstawie otrzymanego równania, określenie największych i najmniejszych odchyleń, dodając przy tym wartość [15] przy wychyleniach największych, a odejmując przy najmniejszych.

8) Sporządzenie wykresu otrzymanych maks. i minimalnych wychyleń w funkcji szybkości. Z wykresu tego określi się: szybkości krytyczne, zmianę luzu między korpusem maźnicy i wykrojem maźniczym (ustalone praktyką luzy w stanie statycznym parowozu wahają się od 30 mm w parowozach towarowych do 50 mm — w pośpiesznych), przeciążenie i odciążenie zestawu (względnie poszczególnych kół) pochodzące od drgań masy odsprężynowanej.

Oczywiście, w pracach wstępnych należy przeprowadzić obliczenia celem określenia położenia środka drgań, poza tym należy obliczyć momenty bezwładności masy odsprężynowanej względem osi poprzecznej i podłużnej przechodzących przez środek drgań.

Teoretycznie przy szybkościach krytycznych otrzymuje się amplitudy nieskończenie wielkie; w rzeczywistości, oczywiście, nigdy to nie zachodzi, gdyż w okresie większego wzrastania amplitud cała energia, którąby poszła na silne rozkołysanie parowozu jest pochłaniana dużymi oporami tego ruchu, a przedewszystkiem tarciem w resorach[4]). Poza tym przejawia się tutaj korzystny wpływ sprzęgnięcia z tendrem, gdyż przy wzrastaniu amplitud drgania parowozu zaczynają wywierać główny wpływ na charakter ruchu względnego zderzaków tendrowych i płyt zderzakowych, przez co kierunek siły tarcia staje się przeciwny kierunkowi ruchu masy parowozu, dając dodatkowy opór i zmniejszając maksymalne wychylenia.

Silne sprzęgnięcie parowozu z tendrem, jak widzimy, z jednej strony zwiększa ogólny nacisk dynamiczny na osie oraz zmniejsza ich odciążenie, z drugiej — przyczynia się do bardziej spokojnego biegu maszyny.

Wpływ wahaczy.

W budowanych obecnie parowozach nie stosuje się samodzielnego odsprężynowania każdej osi lecz, ze względu na wielkie korzyści z punktu widzenia równomiernego rozdzielenia statycznych nacisków pionowych oraz dodatkowych dynamicznych w czasie ruchu, łączy się grupami resory poszczególnych osi przy pomocy wahaczy tak, aby osiągnąć jak w europejskich konstrukcjach, cztery do sześciu teoretycznych punktów podparcia mas odsprężynowanych (należy zaznaczyć, że w Anglii stosuje się w dalszym ciągu przeważnie samodzielne odsprężynowanie osi, w odróżnieniu od amerykańskich rozwiązań gdzie z zasady daje się podparcie statycznie wyznaczalne t. j. w trzech punktach).

Według teorii *Herdnera*, połączenie resorów wahaczami nie powoduje zmiany w położeniu środka drgań, t. zn., że położenie to określa się w tym wy-

[4]) *Suprunienko:* „Garmoniczeskije kolebanija podwižnowo sostawa železnych dorog" str. 62.

padku tak samo jak przy samodzielnym odsprężynowaniu osi. Połączenie resorów wahaczami nie ma tak samo większego wpływu na okresy i amplitudy drgań pionowych. Natomiast jeśli chodzi o drgania obrotowe w płaszczyźnie podłużnej, oraz, w wypadku istnienia wahaczy poprzecznych, drgania obrotowe w płaszczyźnie poprzecznej, to wpływ wahaczy przejawia się w zmianie okresów oraz amplitud tych drgań.

Przy drganiach obrotowych w płaszczyźnie podłużnej moment oporowy od sił sprężystości resorów, dla samodzielnego odsprężynowania wynosi $\Sigma k_n l_n^2$. W razie obecności wahaczy moment ten zmniejsza się do wartości:

$$\Sigma k_n l_n^2 - \Sigma k_n (l'_n)^2;$$

gdzie
k_n — twardość odsprężynowania każdego zestawu;
l_n — odległość zestawów od ogólnego środka drgań;
l'_n — odległość każdego z zestawów wchodzących do grupy od środka sprężystości tej grupy.

Tak samo przy drganiach poprzecznych, jeżeli jakieś grupy zestawów połączonych wahaczami podłużnymi są jeszcze połączone wahaczami poprzecznymi, to moment oporowy wynosi:

$$2\ (\Sigma k_n a_1^2 - \Sigma k_n (a'_1)^2);$$

a'_1 — odległości poszczególnych resorów połączonych w grupę od płaszczyzny środkowej parowozu;
k_n — jest tutaj twardością oddzielnego resoru.

Wpływ szarpania.

Siłę N normalnego nacisku zderzaków na płyty przyjęto jako stałą. W rzeczywistości, na skutek szarpania, siła ta, a więc i siła tarcia Nf, w czasie pracy parowozu zmienia się w pewnych granicach, zależnie od wielkości amplitudy szarpania. Amplituda szarpania (przy pominięciu wpływu na nią sił ciśnienia pary, który ma znaczenie tylko przy rozruchu), jak wynika z teorii tego ruchu, wynosi:

$$x_o = 2\sqrt{2}\ r \frac{(M_t + M_k - \frac{I_w}{L^2}) - \Sigma M_d}{M};$$

gdzie:
M_t — masa tłoka i części z nim związanych;
M_k — masa korbowodu;
I_w, L — moment bezwładności względem punktu W i długość korbowodu;
ΣM_d — suma mas dodatkowych przeciwciężarów jednej strony parowozu, umieszczonych na kołach wiązanych dla częściowego zrównoważenia szkodliwych sił poziomych;
M — masa parowozu, a w wypadku sztywnego połączenia w kierunku podłużnym parowozu z tendrem, suma mas parowozu i tendra.

W nowoczesnych parowozach amplituda szarpania, liczona jako suma maksymalnych odchyleń masy parowozu w obie strony od środkowego położenia, nie przekracza 3 — 5 mm. Daje ona zmianę nacisku normalnego N, przy najczęściej stosowanych początkowych strzałkach ugięcia resorów sprzęgowych, nie przekraczającą 5% ogólnego nacisku; dlatego też wpływ ten można pominąć.

Uwagi końcowe.

Siła napięcia resoru sprzęgowego jest ograniczona warunkami ruchu parowozu w łukach. Na skutek istnienia skosów na płytach zderzakowych, utrzymujących zderzaki w środkowym położeniu, powstaje duża siła boczna, zależna od nacisku normalnego zderzaków, oddziaływująca na tender przy względnym poprzecznym przesuwie końca parowozu i przodu tendra na bardziej ostrych łukach. Siła ta powoduje duży wzrost siły prowadzącej na zestawach przedniego wózka tendrowego tak, że specjalnie przy lekkim tendrze, współczynnik bezpieczeństwa przeciw wykolejeniu może spaść do niedopuszczalnych granic. Pod tym względem praktyka z parowozem niemieckiej konstrukcji, obecnie naszej serii Ty42, właśnie silnie sprzęgniętym (napięcie resoru sprzęgowego wynosi 21 ton) z lekkim tendrem serii 3z-D-43 (60 ton z zapasami i 20 ton pusty), dostarczyła parę wypadków zejścia z szyn tendra.

Ze względu na przejścia przez łuki, lepsze rezultaty daje sprzęg radialny typu amerykańskiego, który przy silnym, sztywnym w kierunku podłużnym, związaniu parowozu z tendrem nie powoduje pojawienia się dużych sił bocznych przy względnym poprzecznym przesunięciu końca parowozu i przodu tendra.

Już jest w sprzedaży

pierwszy w polskiej literaturze technicznej podręcznik inżynierski z dziedziny elementów maszyn.

Prof. dr inż. W. Moszyński WYKŁAD ELEMENTÓW MASZYN

Część I. Połączenia.

Format A5, stron XVI + 384, rysunków 348, tablic 37. Nakładem IW SIMP.

Warszawa 1948, cena 1600 zł.

O pewnych przypadkach równowagi sprężystej rury cienkościennej

Profesorowie M. T. HUBER i Z. KLĘBOWSKI

Ogólne przypadki podparcia i usztywnienia długich rur poziomych wypełnionych cieczą. Usterki obliczenia wytrzymałościowego przypadku rury podpartej na poziomej sztywnej płaszczyźnie, podanego w zbiorze zadań Wittenbauera i Pöschla. Poprawne rozwiązanie powyższego przypadku. Przykład liczbowy. Usztywnienie zbiorników z cieczą przy pomocy pierścieni, przenoszących momenty gnące.

Z praktyki fabrycznej wyłoniło się zagadnienie powyższe jako podstawa do obliczenia wytrzymałościowego długiej rury poziomej, wypełnionej cieczą ciężką bez nadciśnienia na zwierciadło cieczy.

Dane wymiary zewnętrzne i obciążenia nasuwały przy tym potrzebę uwzględnienia trzech przypadków:

a) podparcie płaszczyzną poziomą uważaną za sztywną;

b) to samo z usztywnieniem za pomocą ściągien średnicowych poziomych,

c) podparcie podwójne (bez ściągien) symetryczne względem średnic pionowych rury.

Rozwiązanie częściowe przypadku *a*, podane między innymi jako zadania 509 i 510 w znanym niemieckim zbiorze zadań *Wittenbauera* i *Pöschla* zawiera poważne usterki, które przy tej sposobności wyszły na jaw.

Podajemy więc tutaj rozwiązanie poprawne po starannym sprawdzeniu, przyjmując dane i oznaczenia następujące zgodnie z rys. 1.

r — promień rury mierzony od środka grubości ściany δ, przyjętej jako dostatecznie mała wobec r, aby można było pominąć różnicę między promieniem wewnętrznym a średnim;

γ i γ_1 — ciężary właściwe cieczy i materiału ściany rury;

β — kąt utworzony z pionową skierowaną w górę przez promienie ograniczające zwierciadło cieczy;

φ — współrzędna kątowa określająca położenie przekroju osiowego, w którym wyznaczamy moment zgięcia M_φ;

ψ — współrzędna kątowa bieżąca;

$G = 2 r \pi \delta \gamma_1$ — ciężar własny pierścienia wyciętego z rury o szerokości $= 1$;

$Q = \gamma r^2 \left(\pi - \beta + \frac{1}{2} \sin 2\beta \right)$ — ciężar własny cieczy między dwoma przekrojami poprzecznymi rury o odległości wzajemnej $= 1$.

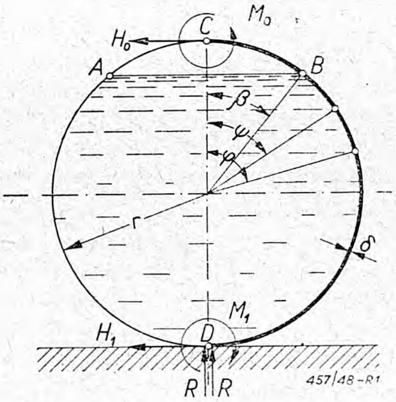
Symetria względem płaszczyzny osiowej pionowej powoduje, że w przekroju tą płaszczyzną w punkcie najwyższym C, mamy do czynienia z napięciem poziomym H_0 i momentem zgięcia M_0 (bez siły tnącej). Są to wielkości statycznie nie wyznaczalne. Ich kierunki (zwroty) przyjmujemy za dodatnie ze względu na rozpatrywaną prawą połowę rury, gdy odpowiadają strzałkom na rysunku.

Analogiczne wielkości H_1 i M_1 w punkcie podporowym D dają się wyrazić przez H_0 i M_0 z warunków równowagi jednej z połówek pierścienia wraz z zawartą w niej cieczą. Przy tym uwzględniamy obok powyższych następujące siły zewnętrzne:

1) Napór poziomy cieczy w przekroju pionowym CD o wypadkowej $N = \frac{\gamma}{2} (r + r \cos \beta)^2$ działającej w wysokości $\frac{1}{3} r (1 + \cos \beta)$ nad podporą D.

2) Ciężar własny pierścienia $\frac{1}{2} G$ i cieczy w nim zawartej $\frac{1}{2} Q$.

3) Reakcja podporowa w D przypadająca na jedną połowę rury.



Rys. 1. Przekrój poprzeczny rury poziomej częściowo wypełnionej cieczą, podpartej płaszczyzną poziomą uważaną za sztywną.

Przy zawieszeniu w C wystąpiłaby ta reakcja oczywiście w tym punkcie (przy usunięciu podparcia w D). To odpowiada rysunkowi u *Wittenbauera* i *Pöschla* na str. 272, objaśniającemu obliczenie dla obciążenia samą tylko cieczą, bez uwidocznienia punktu podparcia, podczas gdy rysunek na str. 271 objaśniający obliczenia przy obciążeniu samym tylko ciężarem własnym uwydatnia podparcie u dołu całkiem wyraźnie. Wobec tego w podanym tam wyrażeniu dla momentu przekrojowego M_φ brak członu przedstawiającego moment reakcji pionowej.

W obliczeniach naszych przyjmujemy podparcie od dołu przy obu obciążeniach razem.

H_0 i M_0 znajdujemy metodą energetyczną przyrównując do zera pochodne cząstkowe energii sprężystej połowy pierścienia względem H_0 i M_0. Przy tym jednak jak zwykle pomijamy energię rozciągania lub ściskania oraz ścinania, jako nieznaczną w po-

równaniu z energią zginania przedstawioną wyrażeniem:

$$V = \frac{1}{2}\int_0^{\pi} \frac{M_{\varphi}^2}{EI}\, r\, d\varphi$$

Dla momentu zgięcia M_{φ} otrzymujemy dwa wyrażenia, jedno M'_{φ} dla części niezwilżonej pierścienia ($0 < \varphi < \beta$), drugie zaś M''_{φ} dla części zwilżonej, a więc obciążonej także naporem cieczy.

$$M'_{\varphi} = M_0 + H_0 r\,(1 - \cos\varphi) + \gamma_1 r^2 \delta\,(\varphi \sin\varphi + \cos\varphi - 1)$$

$$(0 < \varphi < \beta) \quad \ldots\ldots \quad (1)$$

$$M''_{\varphi} = M'_{\varphi} - \gamma r^3 \int_{\beta}^{\varphi} \sin(\varphi - \psi)\,(\cos\beta - \cos\psi)\, d\psi,$$

$$(\beta < \varphi < \pi) \quad \ldots\ldots \quad (2)$$

albo po wykonaniu całkowania

$$M''_{\varphi} = M'_{\varphi} + \gamma r^3 \left[\frac{1}{2}(\varphi - \beta)\sin\varphi + \frac{3}{4}\cos\varphi + \right.$$

$$\left. + \frac{1}{4}\cos(2\beta - \varphi) - \cos\beta\right] \quad (3)$$

Stąd

$$\frac{\partial M_{\varphi}}{\partial M_0} = 1, \quad \frac{\partial M_{\varphi}}{\partial H_0} = r\,(1 - \cos\varphi)$$

Równania warunkowe po skreśleniu wspóczynników stałych r, EJ, dają

$$\int M_{\varphi} \frac{\partial M_{\varphi}}{\partial M_0}\, d\varphi = 0, \quad \int M_{\varphi} \frac{\partial M_{\varphi}}{\partial H_0}\, d\varphi = 0,$$

czyli

$$\int_0^{\pi} \left[M_0 + H_0 r\,(1 - \cos\varphi) + \gamma_1 r^2 \delta\,(\varphi \sin\varphi + \right.$$

$$\left. + \cos\varphi - 1)\right]_1 d\varphi + \gamma r^3 \int_{\beta}^{\pi} \left[\frac{1}{2}(\varphi - \beta)\sin\varphi + \right.$$

$$\left. + \frac{3}{4}\cos\varphi + \frac{1}{4}\cos(2\beta - \varphi) - \cos\beta\right]_2 d\varphi = 0 \quad (4)$$

$$\int_0^{\pi} (1 - \cos\varphi)\left[M_0 + \ldots\right]_1 d\varphi + \gamma r^3 \int_{\beta}^{\pi} (1 -$$

$$- \cos\varphi)\left[\frac{1}{2}(\varphi - \beta)\sin\varphi + \ldots\right]_2 d\varphi = 0 \quad (5)$$

Po wykonaniu całkowania otrzymujemy najpierw

$$M_0 \pi + H_0 r \pi - \gamma r^3 \left[(\pi - \beta)(\cos\beta - \frac{1}{2}) + \sin\beta - \right.$$

$$\left. - \frac{1}{4}\sin 2\beta\right] = 0, \quad \ldots\ldots (4a)$$

$$M_0 \pi + \frac{3}{2} H_0 r \pi - \frac{1}{4}\pi r^2 \gamma_1 \delta - \frac{\gamma r^3}{8}\left[(\pi - \beta)(8\cos\beta + \right.$$

$$\left. + \cos 2\beta - 2) + 8\sin\beta - \frac{1}{2}\sin 2\beta\right] = 0. \quad (5a)$$

a stąd

$$H_0 = \frac{1}{2}\gamma_1 r \delta + \frac{1}{4}\gamma r^2 \left[(1 - \frac{\beta}{\pi})(2 + \cos 2\beta) + \right.$$

$$\left. + \frac{3}{2\pi}\sin 2\beta\right] \ldots\ldots (6)$$

$$M_0 = -\frac{1}{2}\gamma_1 r^2 \delta - \frac{1}{4}\gamma r^3 \left[(1 - \frac{\beta}{\pi})(\cos 2\beta - 4\cos\beta + 4) - \right.$$

$$\left. - \frac{4}{\pi}\sin\beta + \frac{5}{2\pi}\sin 2\beta\right] \ldots\ldots (7)$$

Po wstawieniu tych wartości we wzory (1) i (3) znajdujemy:

$$M_{\varphi} = -\frac{1}{2}\gamma_1 r^2 \delta\,(2 - \cos\varphi - 2\varphi \sin\varphi) -$$

$$- \frac{\gamma r^3}{4}\left[\left(1 - \frac{\beta}{\pi}\right)\left(\cos 2\beta - 4\cos\beta + 4\right) - \frac{4}{\pi}\sin\beta + \right.$$

$$\left. + \frac{5}{2\pi}\sin 2\beta\right] + \frac{\gamma r^3}{4}\left[\left(1 - \frac{\beta}{\pi}\right)\left(2 + \cos 2\beta\right) + \right.$$

$$\left. + \frac{3}{2\pi}\sin 2\beta\right]\left(1 - \cos\varphi\right) \Bigg| + \gamma r^3 \left[\frac{1}{2}\left(\varphi - \beta\right)\sin\varphi + \right.$$

$$\left. + \frac{3}{4}\cos\varphi + \frac{1}{4}\cos\left(2\beta - \varphi\right) - \cos\beta\right]. \quad (8)$$

Tutaj przy $0 \leqslant \varphi \leqslant \beta$ jest ważna tylko część do kreski pionowej, a dla $\varphi > \beta$ całość wyrażenia po prawej stronie znaku równości.

Podstawiwszy $\varphi = \pi$ otrzymujemy moment M_1 w przekroju podporowym:

$$M_1 = -\frac{3}{2}\gamma_1 r^2 \delta - \frac{\gamma r^3}{4}\left[3 + \frac{4\beta}{\pi}\cos\beta + \right.$$

$$\left. + \frac{\beta}{\pi}\cos 2\beta - \frac{4}{\pi}\sin\beta - \frac{1}{2\pi}\sin 2\beta\right] \quad (9)$$

Nadto z warunku rzutów na oś pionową znajdujemy:

$$H_1 = \frac{1}{2}\gamma r^2 (1 + \cos\beta)^2 - H_0, \quad (10)$$

albo po podstawieniu z (6)

$$H_1 = -\frac{1}{2}\gamma_1 r \delta + \frac{\gamma r^2}{4}\left[1 + \frac{2\beta}{\pi} + 4\cos\beta + \right.$$

$$\left. + \frac{\beta}{\pi}\cos 2\beta - \frac{3}{2\pi}\sin 2\beta\right] \quad (10a)$$

Wreszcie warunek momentów dla połowy rury względem jej osi daje:

$$M_1 = M_0 + H_0 r - H_1 r - 2\gamma_1 r^2 \delta, \quad (11)$$

co posłużyło do sprawdzenia wzoru (9), dostarczając pożądanej kontroli rachunku.

Oprócz tego winny dla $\beta = \pi$ stawać się zerem wszystkie wyrażenia opatrzone współczynnikiem γr^2 lub γr^3 we wzorach powyższych, gdyż to odpowiada rurze opróżnionej z cieczy. Przy zastowaniu tej kontroli wykryto pomyłki w pierwszym obliczeniu, chociaż równanie (11) było spełnione.

Z postaci wzorów wynika, że największe wielkości przekrojowe odpowiadają wypełnieniu rury aż po szczyt, tj. przy $\beta = 0$. Wtedy znajdujemy:

$$\left.\begin{aligned} H_0 &= +\frac{1}{2}\gamma_1 r\delta + \frac{3}{4}\gamma r^2 \\ M_0 &= -\frac{1}{2}\gamma_1 r^2\delta - \frac{1}{4}\gamma r^3 \\ M_\varphi &= -\frac{1}{2}\gamma_1 r^2\delta\left(2 - \cos\varphi - 2\varphi\sin\varphi\right) - \\ &\quad -\frac{\gamma r^3}{4}\left(2 - 2\varphi\sin\varphi - \cos\varphi\right) \\ M_1 &= -\frac{3}{2}\gamma_1 r^2\delta - \frac{3}{4}\gamma r^3 \\ H_1 &= -\frac{1}{2}\gamma_1 r\delta + \frac{5}{4}\gamma r^2 \end{aligned}\right\} \quad (12)$$

Wprawdzie maximum funkcji M_φ zachodzi przy kącie φ_0 spełniającym równość $\operatorname{tg}\varphi_0 = -2\varphi_0$, czyli przy kącie:

$$\varphi_0 \approx 1{,}837 \text{ rad} \approx 105^0 15'$$

jest to jednak analityczne maximum funkcji, natomiast największą wartość funkcja M_φ przybiera u jej kresu, t. j. przy $\varphi = \pi = 180^0$, którą w obliczeniu należy brać pod uwagę.

Praktyczne urzeczywistnienie omawianego podparcia rury sprowadzałoby się do podparcia jej np. betonowym podłożem wzdłuż całej dolnej tworzącej i zabezpieczeniu dolnej części końców przeciwko toczeniu się rury.

Obliczenie sprowadza się do znalezienia naprężeń od zginania momentem M_1 (wobec bardzo małych ciągnień od siły H_1).

Przykład.

Walcowe naczynie o średnicy $2r = 3200$ mm, wykonane ze stali kotłowej ($\gamma_1 = 7{,}85$ kG/dcm³) podparto wzdłuż dolnej tworzącej płytą praktycznie sztywną. Naczynie jest całkowicie wypełnione cieczą o ciężarze właściwym $\gamma = 2$ kG/dcm³. Naprężenie dopuszczalne na zginanie przyjmujemy $k_g = 1900$ kG/cm².

Obliczenie.

$$r = 160 \text{ cm}, \; r^2 = 25600 \text{ cm}^2, \; r^3 = 4096000 \text{ cm}^3,$$

$$\gamma = \frac{2}{1000} \text{ kG/cm}^3; \; \gamma_1 = \frac{7{,}85}{1000} \text{ kG/cm}^3.$$

W celu wstępnego określenia grubości ścianki bierzemy pod uwagę jedynie moment zginania od naporu cieczy:

$$(M_1) = -0{,}75\,\gamma r^3 = -0{,}75\,\frac{2}{1000}\,4096000 = -$$

$$-6144 \frac{\text{kG cm}}{\text{cm}}$$ (dla pierścienia o szerokości 1 cm),

stąd:

$$k_g = \frac{M}{W} = \frac{6144 \cdot 6}{\delta^2} = 1900,$$

$$\delta = \sqrt{\frac{6144 \cdot 6}{1900}} = \sqrt{19{,}4} = 4{,}4 \text{ cm} = 44 \text{ mm}.$$

Przyjmując:

$$\delta = 50 \text{ mm} = 5{,}0 \text{ cm}, \qquad W = \frac{5^2}{6} = 4{,}17 \text{ cm}^3,$$

otrzymujemy:

$$M_1 = -1{,}5\,\frac{7{,}85}{1000} \cdot 25600 \cdot 5 - 6144 =$$

$$= -1507{,}2 - 6144 = -7651{,}2 \frac{\text{kG cm}}{\text{cm}}$$

$$\sigma = \frac{7651{,}2}{4{,}17} \approx 1835 \text{ kG/cm}^2$$

Dla zwykłej stali kotłowej można uznać $k_g = 1900$ za dopuszczalne.

Zauważmy przy tym, iż przy wykonywaniu próby wodnej na zwiększone ciśnienie np. o 50% (w porównaniu z ciśnieniem panującym na spodzie naczynia przy całkowitym napełnieniu podczas normalnej służby), zwiększają się jedynie naprężenia rozciągające, natomiast naprężenia gnące zmniejszają się.

Jeżeli zbiornik zostanie opatrzony odpowiednimi pierścieniami przytwierdzonymi do płaszcza na obwodzie w właściwie dobranych odstępach, to wówczas można przyjąć, iż momenty zginające przenoszą całkowicie pierścienie bez współudziału blachy naczynia, która ma jedynie za zadanie przenoszenie nieznacznych napięć rozciągających i zapewnienie należytej sztywności powłoki pomiędzy pierścieniami.

Przyjmijmy np. grubość blachy naczynia $g = 10$ mm wzmocnionego pierścieniami wykonanymi z dwuteownika N20, posiadającego $W = 214$ cm³.

Odstępy l w jakich należy rozmieścić pierścienie znajdziemy w równości

$$l = \frac{W}{\frac{\delta^2}{6}} = \frac{214}{\frac{5^2}{6}} = \frac{214}{4{,}17} = 51{,}4 \text{ cm} \approx 520 \text{ mm}.$$

Zauważymy, że rozwiązanie zagadnienia rury leżącej napełnionej cieczą może dawać wyniki znacznie różniące się od siebie w zależności od sposobu podparcia rury.

Jeżeli np. zastosujemy podparcie podwójne wzdłuż tworzących, symetryczne względem średnic pionowych, to największy moment zginający wypaść może znacznie mniejszy.

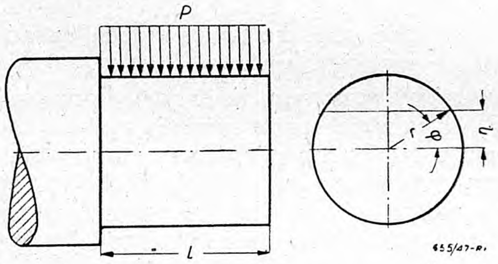
Podobnie wpływa na zmniejszenie wartości obliczeniowego momentu gnącego wzmocnienie rury podpartej wzdłuż dolnej tworzącej za pomocą ściegien średnicowych poziomych.

Wpływ stosunku l/d na sposób obliczania czopów i rozkład naprężenia zredukowanego

Inż. mech. MAREK ZAKRZEWSKI

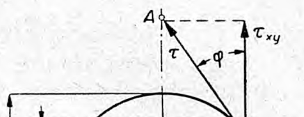
Metody obliczania wytrzymałościowego czopa. Wyznaczanie naprężeń zginających. Wyznaczanie naprężeń ścinających. Wzór na wyznaczenie naprężenia zredukowanego i jego dyskusję. Wnioski.

Przeliczenie wytrzymałościowe czopów, pracujących w łożyskach ślizgowych, opiera się wg przeważającej ilości autorów, jak *Roetscher*, *Tochterman*, *Bach*, jedynie na wyznaczeniu momentu zginającego i określeniu naprężenia stąd powstałego. Jedynie *ten-Bosch* oraz *Delvigs* uwzględniają działanie siły poprzecznej i stąd wynikające naprężenie styczne przez liczenie czopów na naprężenie redukowane. *Ten-Bosch* podaje nawet wartość stosunku *l/d*, przy którym maksymalna wartość naprężenia redukowanego nie leży w warstwie najbardziej odległej od osi obojętnej zginania. Nie podaje on jednak gdzie wtedy wystąpi maksymalne naprężenie, co uniemożliwia bezpośrednie stosowanie wzoru w praktyce, bez dyskusji matematycznej.



Rys. 1. Schemat obciążenia czopa łożyskowego.

Stosunek *l/d* jest funkcją stosunku dopuszczalnego naprężenia przy zginaniu, do nacisku dopuszczalnego na panewki łożyska. Przy danym materiale czopa i panewek jest on zatem wielkością określoną.



Rys. 2. Wyznaczanie naprężeń stycznych w czopie.

Sposobu wytrzymałościowego obliczenia czopa z nasadzonym łożyskiem tocznym nie znalazłem w dostępnej mi literaturze. Nasuwa się analogia ze sposobem poprzednim, gdyż stosunek długości do średnicy czopa zależy od wymiarów łożyska i rozwiązania konstrukcyjnego.

Dokładniejsze przeliczenie czopów, bez uwzględnienia wzrostu naprężeń na skutek działania karbu, ująć można, jak niżej.

Obciążenie czopów w skrzynkach przekładniowych, pracujących w łożyskach ślizgowych lub tocznych, a należących do wałków krótkich o małych ugięciach, możemy przyjąć, w granicach dużego prawdopodobieństwa, jako obciążenie równomiernie rozłożone. Naprężenie normalne wywołane działaniem momentu zginającego w odległości η od osi obojętnej zginania, wyrazi się wzorem:

$$\sigma = \frac{M_{zg}}{J} \cdot \eta = \frac{P \cdot \frac{l}{2}}{\pi \cdot \frac{r^4}{4}} r \cdot \sin\varphi = \frac{2 \cdot P \cdot l}{\pi \cdot r^3} \sin\varphi$$

Naprężenie styczne, wywołane działaniem siły *P*, osiągnie wartość:

$$\tau_{xy} = \frac{P \cdot S_y}{J \cdot Z}$$

Moment statyczny odcinka koła względem osi obojętnej (rys. 2) jest równy

$$S_y = \int_\eta^e \eta \cdot df = 2 r^3 \int_\varphi^{\frac{\pi}{2}} \cos^2\varphi \cdot \sin\varphi \cdot d\varphi =$$

$$= \frac{2}{3} \cdot r^3 \cdot \cos^3\varphi,$$

gdyż

$$\eta = r \cdot \sin\varphi\ ;\ d\eta = r \cdot \cos\varphi \cdot d\varphi\ ;\ Z = 2 \cdot r \cdot \cos\varphi$$

$$df = Z \cdot d\eta = 2 r \cdot \cos\varphi \cdot r \cos\varphi \cdot d\varphi$$

stąd:

$$\tau_{xy} = \frac{P \cdot \frac{2}{3} \cdot r^3 \cdot \cos^3\varphi}{\frac{\pi}{4} \cdot r^4 \cdot 2 \cdot r \cdot \sin\varphi} = \frac{4}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot r^2} \cdot \cos^2\varphi$$

Naprężenie τ otrzymamy przyjmując, że naprężenia styczne do obwodu przecinają się w jednym punkcie na osi symetrii (*A*). Wtedy jest:

$$\tau = \frac{\tau_{xy}}{\cos\varphi}$$

a stąd:

$$\tau = \frac{4}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot r^2} \cdot \cos\varphi$$

Składając te naprężenia przyjmujemy, że tak σ jak τ należą do tego samego rodzaju obciążenia (III-zmienna wartość i kierunek).

Stosując hipotezę *Hubera* otrzymamy:

$$\alpha = \frac{\sigma}{1{,}73\,\tau} = 1 \text{ bo } \sigma_{III} = 1{,}73\,.\,\tau_{II}.$$

czyli

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq \sigma_{dop}$$

Podstawiając obliczone wartości:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\left(\frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi \cdot r^3} \cdot \sin\varphi\right)^2 + 3\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot r^2} \cdot \cos\varphi\right)^2} =$$

$$= \sqrt{\left(\frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi \cdot r^3} \sin\varphi\right)^2 + 3\left(\frac{4}{3} \cdot \frac{P}{\pi \cdot r^2} \frac{l \cdot r}{l \cdot r} \cdot \cos\varphi\right)^2} =$$

$$= \frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi \cdot r^3} \sqrt{\sin^2\varphi + 3\left(\frac{2}{3} \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos\varphi\right)^2} =$$

$$= \frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi \cdot r^3} \sqrt{\sin^2\varphi + \frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cos^2\varphi}$$

Jak widać, wzór ten matematycznie biorąc, jest równaniem elipsy. Dla znalezienia wartości granicznych wyznaczam pochodną. Pochodna będzie miała wartość:

$$\frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi \cdot r^3} \cdot \frac{1}{2}\left(\sin^2\varphi + \frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cos^2\varphi\right)^{-\frac{1}{2}} \cdot$$

$$\cdot \left(2 \cdot \sin\varphi \cdot \cos\varphi - 2\frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \sin\varphi \cos\varphi\right);$$

po porównaniu do zera okazuje się, że zachodzą następujące możliwości:

a) $\frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi \cdot r^3} = 0$ czyli $l = 0$, lub $r = \infty$, co jest nierealne;

b) $\frac{1}{2} \cdot \left(\sin^2\varphi + \frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \cos^2\varphi\right)^{-\frac{1}{2}} = 0$,

analogicznie do a);

c) $2 \sin\varphi\,.\,\cos\varphi - 2\,.\,\frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \cdot \sin\varphi\,.\,\cos\varphi = 0$,

skąd

$$\left[1 - \frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2\right] \sin 2\varphi = 0;$$

w przypadku $1 - \frac{4}{3}\left(\frac{r}{l}\right)^2 \neq 0$, czyli $\frac{r}{l} \neq \frac{\sqrt{3}}{2}$ będzie

posiadało φ wartość oznaczoną, bo $\sin 2\varphi = 0$,

$$\text{stąd } 2\varphi = n\pi, \text{ a } \varphi = \frac{n}{2}\pi$$

Należy zatem rozróżnić trzy przypadki:

1. $\frac{r}{l} < \frac{\sqrt{3}}{2}$, czyli $\frac{l}{d} > \frac{1}{\sqrt{3}} = 0{,}578$.

Wtedy oczywiście $\sigma_{red_{max}}$ będzie dla $\varphi = 90^0$ i wzór otrzyma postać:

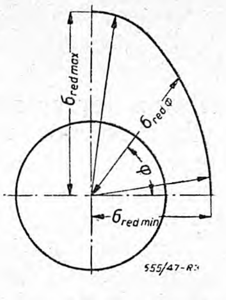
$$\sigma_{red_{max}} = \frac{2\,.\,P\,.\,l}{\pi r^3},$$

co odpowiada wartości σ_{max} występującej przy uwzględnieniu tylko naprężenia zginania. Wartość $\sigma_{red_{min}}$ otrzymamy dla $\varphi = 0$ równą:

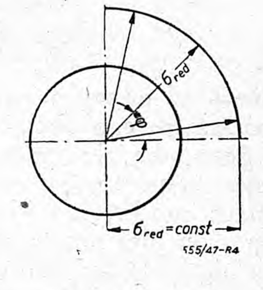
$$\sigma_{red_{min}} = \frac{4\,.\,P}{\sqrt{3}\,\pi\,.\,r^2};$$

podstawiając $\tau = \frac{\sigma}{\sqrt{3}}$, otrzymamy $\tau = \frac{4}{3} \frac{P}{\pi r^2}$,

co odpowiada znów wartości maksymalnej występującej przy uwzględnieniu tylko ścinania.



Rys. 3.
Zależność σ_{red} od kąta φ przy $l/d > 0{,}578$.



Rys. 4.
Zależność σ_{red} od kąta φ przy $l/d = 0{,}578$.

Zależność σ_{red} od kąta φ można przedstawić graficznie w sposób przedstawiony na rys. 3.

2. $\frac{r}{l} = \frac{\sqrt{3}}{2}$, czyli $\frac{l}{d} = \frac{1}{\sqrt{3}} = 0.578$.

Dla tego przypadku wyrażenie

$$\sqrt{\sin^2\varphi + \frac{4}{3} \cdot \left(\frac{r}{l}\right)^2 \cos^2\varphi}$$

jest równe jedności. σ_{red} jest niezależne od kąta φ i wszędzie osiąga jednakową wartość:

$$\sigma_{red} = \frac{2 \cdot P}{\pi \cdot r^2} \cdot \frac{2}{\sqrt{3}}$$

co jest zarazem wielkością, jaką otrzymamy licząc tak na zginanie jak na ścinanie.

Graficznie przedstawi się to na rys. 4.

3. Dla ostatniego wreszcie przypadku

$$\frac{r}{l} > \frac{\sqrt{3}}{2} \text{ czyli } \frac{l}{d} < \frac{1}{\sqrt{3}} = 0{,}578$$

$\sigma_{red_{max}}$ wystąpi przy $\varphi = 0$ i osiągnie wartość:

$$\sigma_{red_{max}} = \frac{4 \cdot P}{\sqrt{3} \cdot \pi \cdot r^2}$$

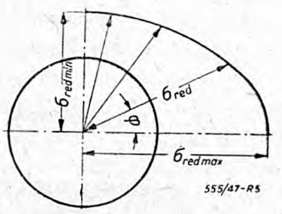
co odpowiada znów wartości maksymalnej ścinania.

$\sigma_{red_{min}}$ wystąpi przy $\varphi = 90^0$ równe:

$$\sigma_{red_{min}} = \frac{2 \cdot P \cdot l}{\pi \cdot r^3}$$

odpowiada to wartości maksymalnej naprężenia zginania.

Obrazem graficznym tego równania będzie rys. 5.



Rys. 5. Zależność σ_{red} od kąta φ przy $l/d < 0{,}578$.

W n i o s k i.

Rozkład naprężeń σ_{red} w przekroju poprzecznym czopa walcowego obciążonego siłą P równomiernie rozłożoną, będzie odbywał się według równania elipsy, współśrodkowej ze środkiem przekroju, o osiach zgodnych z kierunkiem osi obojętnej zginania i do niej prostopadłej. Wielkość osi elipsy określają wartości naprężenia zginającego i ścinającego z osobna. Stosunek wielkości tych osi jest funkcją stosunku długości czopa do jego średnicy. W przypadku, gdy stosunek ten osiąga wartość $\frac{1}{\sqrt{3}}$ elipsa przechodzi w koło. Dla wartości leżących poniżej tej liczby, naprężenia ścinające są większe od naprężeń zginających — oś większa elipsy pokrywa się z osią obojętną zginania. W przypadku przeciwnym, naprężenie zginające osiąga wartość większą — oś większa elipsy pokrywa się z kierunkiem prostopadłym do osi obojętnej zginania.

Powyższe rozważania pozwalają na wyciągnięcie następujących teoretycznych wniosków, przy założeniu równomiernego rozkładu nacisków w łożysku:

Jeżeli stosunek l/d jest większy od 0,578, to liczyć należy czop na naprężenie normalne powstałe w wyniku zginania. Jeżeli zaś ten stosunek jest mniejszy od wartości 0,578, liczyć należy na naprężenie styczne powstałe pod wpływem działania siły poprzecznej [1]).

Należy zwrócić uwagę, że stosunek długości do średnicy czopów pracujących w łożyskach tocznych leży, w przeważającej liczbie przypadków, poniżej wartości 0,578.

LITERATURA

1. *C. Bach:* Die Maschinen-Elemente. A. Kröner Leipzig 1908 t. I, str. 521.
2. *M. ten-Bosch:* Vorlesungen über Maschinenelemente. J. Springer, Berlin 1940, str. 43÷46 i 178.
3. *A. Delvigs:* Mašinu Elementi. Latvijas Uniwersitate Riga 1939, str. 460.
4. *M. M. Filonenko-Borodicz:* Soprotiwlenije Materiałow. Gosudarstwiennoje Izdatielstwo Stroitelnoi Literatury Moskwa—Leningrad 1940, str. 186.
5. *R. Hänchen:* Winden und Kräne. J. Springer Berlin 1932, str. 88.
6. *S. Jellinek:* Transmissionen. J. Springer, Berlin 1912, str. 8.
7. *K. Landien:* Die Maschinenelemente. M. Jänecke Leipzig 1920, t. I str. 126.
8. *F. Rötscher:* Detali Maszyn. Gosmaszmetzidat Moskwa 1933 t. II, str. 64.
9. *S. Timoszenko:* Kurs Wytrzymałości Materiałów. Książnica Atlas Lwów—Warszawa 1931, str. 93.
10. *W. Tochtermann:* Maschinenelemente. J. Springer. Berlin 1930, str. 68.

1) Uzyskanie niebezpiecznych naprężeń ścinających w tak krótkich czopach możliwe jest tylko w przypadku b. wysokich nacisków jednostkowych. Podstawiając bowiem, we wzorze

$$\tau_{max} = \frac{1}{3} \cdot \frac{P}{\pi r^2}, \quad P = 2 r l p$$

i przyjmując

$$l \leqslant \frac{d}{\sqrt{3}} = \frac{2r}{\sqrt{3}},$$

znajdziemy

$$p \geqslant \frac{3\sqrt{3}\,\pi}{16} \tau_{max} = 1{,}02\ \tau_{max}$$

Tak wielkie naciski nie zachodzą nawet przy najcięższych typach łożysk tocznych. A więc i w tym przypadku czynnikiem rozstrzygającym o wymiarach tak krótkiego czopa będą nie naprężenia ścinające, lecz naciski powierzchniowe, podobnie jak to najczęściej ma miejsce w łożyskach ślizgowych. W wypadku gdy stosunek l/d jest równy 0,578 i jedna i druga metoda obliczenia daje jednakowe wyniki. *(Przypisek Redakcji)*

W każdej bibliotece szkolnej i fabrycznej winny się znaleźć następujące książki, wydane przez IW SIMP

Prof. dr inż. W. Moszyński **»PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN«**

Inż.-mech. M. Wakalski **»SKRAWANIE NARZĘDZIAMI ZE STOPÓW SPIEKANYCH«**

Ogólne problemy konstrukcyjne

Inż. mech. WITOLD KOREWA

Znaczenie konstrukcji maszynowych. Proces konstruowania. Prawa i zasady. Kryteria i mierniki. Ocena maszyn i części maszynowych. Sylwetka nowoczesnego konstruktora. Nauka konstrukcji.

Znaczenie konstrukcji maszynowych

Musimy zdać sobie sprawę, że w znaczeniu poziomu technicznego znaleźliśmy się w głębokiej dolinie wśród gór. Podniesienie tego poziomu jest dla nas kwestią bytu.

O bogactwie kraju decyduje wysokość dochodu społecznego, przypadająca na głowę ludności, czyli wielkość wykonywanej pracy, ta zaś, w epoce mechanizacji, zależy głównie od ilości koni mechanicznych, zainwestowanych w gospodarce danego kraju.

Rozwój gospodarczy kraju i podniesienie stopy życiowej osiągnąć możemy jedynie drogą postępu mechanizacji pracy, który zależy od mocy twórczej głów konstruktorskich. (Moc twórcza jest to iloczyn potencjału wiedzy i twórczego dynamizmu).

W nowoczesnym wyścigu pracy na czele idą szturmowe oddziały postępu technicznego — konstruktorzy. Maruderzy nie mają żadnych szans dokonania czegokolwiek twórczego w pracy konstruktorskiej. Konstruktor winien startować z poziomu dnia dzisiejszego i iść z postępem, uzupełniając swoje wiadomości przez cały okres pracy zawodowej.

W krajach przodujących w technice wszelkie najnowsze osiągnięcia naukowców, uzyskane w laboratoriach, przekazywane są natychmiast konstruktorom do wykorzystania. Ten zysk na czasie jest największym przywilejem tych krajów. Ameryka przeznacza 3 do 4% swego olbrzymiego obrotu przemysłowego na prace badawcze i twierdzi, że to się jej opłaca. ZSRR postępuje w ten sam sposób.

Proces konstruowania

Pierwsze pytanie, które należy sobie postawić przed przystąpieniem do rozwiązywania każdego zadania jest: O co właściwie chodzi?

Żeby wiedzieć, co należy robić, trzeba przede wszystkim poznać potrzeby gospodarcze w danej dziedzinie.

Następnie należy starać się poznać najlepsze osiągnięcia techniczne zagranicą, a to w celu ułatwienia sobie startu z najwyższego poziomu.

Tylko zarozumialec nie interesuje się tym, jakie są najlepsze osiągnięcia dotychczasowe w zakresie jego zadań bezpośrednich.

Dobre sformułowanie zadania jest podstawową czynnością konstruktora.

Po ustaleniu zadań i warunków pracy dla całości maszyny, staramy się znaleźć najlepszy układ kinematyczny i rozbijamy maszynę na poszczególne mechanizmy, ustalając dla nich zadania i warunki pracy.

Dalej przystępujemy do kolejnego rozpracowywania każdego z mechanizmów z rozbiciem na poszczególne części i ustaleniem ich zadań i warunków pracy.

Wtedy dopiero ustalamy kształt, wymiary i materiał każdej części.

Dla oceny zarówno całości maszyny, jak i każdej poszczególnej części, musimy stworzyć gospodarcze kryteria, by móc określić, co nam się lepiej kalkuluje.

Jak widać, zarówno w celu dobrego sformułowania zadania, jak i dla właściwej oceny konstrukcji, potrzebna jest znajomość spraw gospodarczych.

Żeby objąć całość zagadnienia, konstruktor musi posiąść znajomość spraw gospodarczych w swojej specjalności i być dobrym kalkulatorem, gdyż inaczej traci on samodzielność.

Przed przystąpieniem do konstrukcji, konstruktor zaznajamia się z tematem, zbiera potrzebne dane i dokładnie formułuje zadanie od strony wszelakich potrzeb i ich hierarchii.

Stara się poznać najlepsze osiągnięcia dotychczasowe, ich wady i zalety. Dopiero potem przystępuje do rozwiązywania zadania:

1. Obiera najlepszy układ kinematyczny,
2. Określa najgorsze warunki działania sił,
3. Ustala najwłaściwsze kształty,
4. Oblicza naprężenia w przekrojach niebezpiecznych,
5. Obiera odpowiedni materiał dla każdej części,
6. Przyjmuje naprężenia dopuszczalne, lub spółczynniki bezpieczeństwa, właściwe danym warunkom obciążenia,
7. Ustala niezbędne luzy, tolerancje wymiarów i stan wykończenia powierzchni.
8. Sprawdza konstrukcję na podstawie ustalonych kryteriów, porównywując ją z najlepszymi osiągnięciami dotychczasowymi.

Prawa i zasady

W technice nie ma dogmatów. Każde prawo, czy hipoteza ma conajwyżej ograniczony teren zastosowania.

Profesor Oding powiada:

„Prawo obywatelstwa mają te tylko hipotezy, które — po pierwsze — nie prowadzą na błędne tory, po drugie — nie przesłaniają badaczom oczu, a naodwrót wyostrzają ich uwagę na wszystkie te czynniki, które mogą mieć takie lub inne znaczenie przy rozwiązywaniu danego zadania".

Wiele dziedzin w technice nie jest jeszcze dostatecznie zbadanych. Błędy pomiarowe i rozrzut wyników osiągają w wielu wypadkach karykaturalne rozmiary. Zbyt wiele czynników wchodzi naraz w grę i nie sposób je wyeliminować.

Konstruktor powinien krytycznie odnosić się do wszystkich praw i zasad. Powinen posiadać zdrowy rozsądek i logikę myślenia.

Pierwsza zasada technicznego myślenia powinna brzmieć:

Techniczny sposób myślenia w całości leży w granicach zdrowego rozsądku.

Rozum techniczny w postaci zdrowego rozsądku zaleca trzymać się tej teorii i tych wzorów które dają lepsze wyniki.

Naczelna dewiza konstruktorska brzmi: „Każdy przedmiot ma jak najlepiej spełniać zadania, do których jest przeznaczony, i odpowiadać warunkom pracy".

W stosunku do materiału obowiązuje zasada: „Materiał powinien być jak najlepiej wyzyskany".

Poza tym obowiązuje kryterium gospodarcze, zalecające niskie koszty wykonania i eksploatacji.

Kryteria i mierniki

Konstruktorowi potrzebne są natomiast przyrządy pomiarowe, w postaci pewnych kretyriów i mierników, dla należytej oceny wykonywanej konstrukcji.

Każda maszyna powinna być rozpatrywana pod względem sprawności: technicznej i ekonomicznej.

Miarą sprawności technicznej jest wydajność maszyny.

Miarą sprawności ekonomicznej jest rentowność maszyny.

Pod względem wydajności możemy porównywać tylko maszyny o podobnym działaniu. Rentowność pozwala porównywać dowolne maszyny i punktować każdą z nich; jest więc najlepszym miernikiem z punktu widzenia gospodarczego. Wadą tego miernika jest trudność dokładnego obliczenia oraz zmienność w czasie i przestrzeni. Mimo tych wad, rentowność powinna być podstawą przy ocenie konstrukcji, a zatem powinna mieć zasadniczy wpływ i na samą konstrukcję.

Warunki ekonomiczne obejmują:

1. Koszt wykonania
2. Koszt eksploatacji.

Warunki techniczne można podzielić na konstrukcyjne i technologiczne; uwzględniają one:

1. Zadania i warunki pracy,
2. Własności materiału,
3. Proces technologiczny,
4. Możliwości produkcyjne danego warsztatu.

Ocena maszyn i części maszynowych

Od każdej maszyny wymagamy:

1. Spełnienia zadań, do których jest przeznaczona,
2. Niezawodności działania i długotrwałości,
3. Dogodności obsługi i montażu,
4. Zwartej i estetycznej budowy,
5. Niskich kosztów wykonania i eksploatacji.

Od każdej części maszynowej będziemy żądali:

1. Spełnienia zadań, do których jest przeznaczona,
2. Wytrzymałości,
3. Sztywności, albo elastyczności,
4. Trwałości na zużycie,
5. Celowości i prostoty kształtów,
6. Małych wymiarów i wagi.
7. Odpowiedniego wykończenia powierzchni,
8. Zachowania wymaganej dokładności,
9. Niskiej ceny.
10. Zgodności z przyjętymi normami konstrukcyjnymi.

Sylwetka nowoczesnego konstruktora

Jeżeli chodzi o stronę techniczną, to w technice, tak jak w sporcie, tylko wysoki poziom jest ceniony.

Ogromne wymagania, które dziś stawia praca konstrukcyjna, długi okres przygotowania i krótki żywot człowieczy nie pozwalają na zbyt wielką różnorodność zainteresowań. Potrzebujemy przede wszystkim wybitnych specjalistów o bardzo wysokim poziomie i nie jest przeszkodą, jeżeli zakres ich specjalności będzie dość wąski.

Czasy „omnibusów technicznych" minęły. „Doktór wszechnauk" pachnie zdaleka szarlatanerią, a na to, żeby być wszechstronnym konstruktorem, trzeba by być Leonardem da Vinci i żyć w tamtych czasach.

Wybór materiału zmusza do gruntownego zaznajomienia się konstruktora z całym asortymentem rozporządzalnych tworzyw przemysłowych i wszystkimi ich własnościami; jedynie wtedy można dokonać właściwego wyboru.

Nowoczesny konstruktor musi znać się na materiale i umieć go wyzyskać.

Żeby dobrze wyzyskać materiał, trzeba wiedzieć, jakie maksymalne naprężenia, w jakich warunkach dla jakiego materiału można przyjąć.

Nowoczesny konstruktor umie liczyć i bardzo skrupulatnie przelicza wszystkie przekroje niebezpieczne.

Poza tym trzeba znać się na sposobach wykonania, żeby odpowiednio kzstałtować przedmiot i stawiać odpowiednie warunki odbiorcze.

Nowoczesny konstruktor dobrze się orientuje w sposobach obróbki, wykończenia powierzchni itd.

Trzeba również skalkulować koszty, zarówno wykonania, jak i eksploatacji.

Nowoczesny konstruktor orientuje się w zagadnieniach gospodarczych i umie przeprowadzić kalkulację pod tym kątem widzenia.

Wiadomości niezbędne dla konstruktora.

1. Rysunek techniczny,
2. Technologia tworzyw,
3. Mechanika ogólna i techniczna,
4. Znajomość gospodarczych warunków i dróg rozwoju przemysłu, dla którego przeznaczona jest dana maszyna,
5. Znajomość przemysłu metalowego, który daną maszynę ma wykonać,
6. Obcy język, w którym istnieje bogata literatura techniczna,
7. Znajomość ogólnych praw, rządzących w przyrodzie i stosunkach ludzkich, dająca tak zwaną „mądrość życiową" i „szeroki horyzont".

Cechy charakteryzujące dobrego konstruktora.

1. Zdrowy rozsądek i logika myślenia,
2. Pracowitość i zamiłowanie do planowych studiów,
3. Wiara w siebie i zdrowa ambicja,
4. Zmysł analityczny i samokrytycyzm,
5. Fantazja twórcza i wyobraźnia przestrzenna,
6. Znajomość materiału i poczucie formy,
7. Intuicja, łut szczęścia i zmysł handlowy,
8. Iskra Boża w postaci odrobiny talentu.

Nauka konstrukcji

W nauce podstaw konstrukcji nie tyle chodzi o nowinki techniczne, ile o zaszczepienie ambicyj zawodowych. Dogonić i przegonić!

Chodzi o wskazanie sposobów zdobywania potrzebnych wiadomości i utrzymywania ich w należytym porządku.

Konstruktor winien nauczyć się sam zdobywać potrzebne wiadomości.

Nie mniej ważną, a dla konstruktora decydującą jest umiejętność wykorzystywania posiadanych wiadomości.

Nie uczymy się po to, żeby umieć, — uczymy się po to, żeby tworzyć.

Na Sądzie Ostatecznym spytają: „Coś zdziałał?", a nie: „Czegoś się nauczył?".

Tworzenie rzeczy pięknych będzie poczytane na równi z dobrymi uczynkami; chcąc się dostać do Raju, trzeba będzie na podobieństwo wielbłąda przeciskać się przez ucho igielne.

Umiejętność wykorzystywania posiadanych wiadomości wymaga samodzielności myślenia oraz krytycznej oceny ich wartości, zakresów stosowalności itd.

Nauka części konstrukcji, powinna dać umiejętność:

1. Technicznego myślenia,
2. Zdobywania i przechowywania w należytym porządku potrzebnych wiadomości,
3. Samodzielnego logicznego myślenia,
4. Krytycyzmu i zdolności analizy,
5. Wykorzystywania posiadanych wiadomości,
6. Zrozumienia materiału w warunkach pracy,
7. Obliczeń wytrzymałościowych, w zastosowaniu do części maszynowych, oraz znajomość:
8. Zasadniczych elementów maszyn (części maszynowych i mechanizmów) w ich nowoczesnym ujęciu,
9. Normalizacji części maszynowych,
10. Termonologii i słownictwa technicznego.

Analiza opłacalności pomocy warsztatowych

Inż. mech. TADEUSZ RIEDEL

Czynniki składowe opłacalności przyrządów. Elementy składowe równań. Opłacalność czasowa. Opłacalność pieniężna. Opłacalność brakowa. Wnioski.

Składowymi opłacalności przyrządów są trzy czynniki:

A. *Opłacalność czasowa*, która występuje wówczas, gdy decydującym czynnikiem jest termin, a nie koszty wykonania zamówienia. Np. przy produkcji wojennej, gdzie zależy na szybkim wyprodukowaniu jak największej ilości przedmiotów nie zaś na ich cenie.

B. *Opłacalność pieniężna*, która występuje tam, gdzie chodzi o obniżenie jednostkowych kosztów własnych produktu.

C. *Opłacalność brakowa*, która występuje przy obróbce przedmiotów o złożnych kształtach oraz wąskich granicach tolerancji wykonawczych i których wykonanie bez przyrządu powoduje powstawanie braków.

Tak pierwsza, jak i druga opłacalność jest ze sobą ściśle związana, ponieważ opłacalność pieniężna zależy wybitnie od skrócenia czasu obróbki i, o ile jest spełniony warunek opłacalności pieniężnej, to tym samym z reguły jest spełniony i warunek opłacalności czasowej.

Celem ujęcia w równania powyżej podanych trzech czynników opłacalności wyjaśnić należy elementy składowe równań.

1. *Koszty wspólne* . . . . q

Koszty wspólne są to wszystkie koszty obciążające produkcję poza kosztami robocizny bezpośredniej, a zatem koszty stanowiska, magazynowania, administracji, płace konstruktorów, świadczenia socjalne itp., podzielone albo przez wypłaconą robociznę, albo przez czas wykonania. Koszty wspólne obliczyć można zatem w dwojaki sposób:

a) Proporcjonalnie do wypłaconej robocizny,

$$q_r = \frac{Q}{R'} \text{ zł/zł}$$

gdzie Q = suma kosztów wspólnych w danym okresie czasu,

R' = suma wypłaconej robocizny w danym okresie czasu.

b) proporcjonalnie od zużytego czasu roboczego,

$$q_t = \frac{Q}{T'} \text{ zł/godz.}$$

gdzie T' = suma przepracowanych godzin w danym okresie czasu.

Na przykład:

Dla *a)* przyjmując, koszty wspólne dla danego stanowiska Q = 6300.— zł/rok; płacę godzinową robotnika plus 30% premii. s' = 1,45 zł/godz;

ilość przepracowanych godzin w ciągu roku: $T' = 2200$ godz./rok,
to całkowita wypłacona robocizna w ciągu roku;
$R' = 1,45 \times 2200 = 3190$.— zł/ rok, zatem

$$q_r = \frac{Q}{R'} = \frac{6300}{3190} = 2 \text{ zł/zł}.$$

Obciążenie kosztami wspólnymi wynoszą dla danego stanowiska ca 200%.

Dla *b)*

$$q_t = \frac{Q}{T'} = \frac{6300}{2200} = = 2,86 \text{ zł/godzinę}.$$

Sumą tą należy obciążyć każdą godzinę pracy danego stanowiska.

Koszty wspólne mogą być:

I. Ogólne dla całej fabryki. Przyjęcie to jest niewłaściwe ze względu na to, że koszty obciążyłyby równomiernie wszystkie stanowiska pracy nie uwzględniając rzeczywistej ich ceny, kosztów nabycia i pracy, czasu amortyzacji itp. Zatem stanowiska drogie byłyby za nisko kalkulowane i nie opłacalne, natomiast stanowisk tanie byłyby kalkulowane za wysoko.

II. Koszty wspólne podzielone na jednorodne działy w fabryce, np. dział wiertarek, tokarek, wytaczarek itp., lub linie lub gniazda obróbcze. Przyjęcie to jest znacznie lepsze od poprzedniego i bywa przeważnie stosowane.

III. Koszty wspólne podzielone na poszczególne stanowiska w fabryce, to znaczy, że dla każdego stanowiska pracy są indywidualnie obliczone koszty. Jest to przyjęcie najwłaściwsze, dające najlepszy i najściślejszy obraz kosztów, wymaga jednak większego aparatu administracyjnego, niż uprzednio omówione i dlatego stosowane przeważnie tylko w przemyśle wielkim.

2. *Czas całkowity wykonania „i" sztuk* . T

Czas całkowity dzieli się na cztery zasadnicze czasy:

a) Czas przygotowania jednorazowy . . T_p

jest to czas potrzebny na odczytanie rysunku, planu operacyjnego, karty roboczej, pobranie narzędzi i pomocy, przygotowanie maszyny i innych czynności wykonywanych jeden raz podczas danej roboty.

b) Czas przygotowania każdorazowy . . t_{pp}

jest to czas powtarzający się przy każdej operacji przy obróbce 1 przedmiotu, np. umocowanie i zwalnianie przedmiotu itp.

c) Czas maszynowy . . . . t_m

jest to czas zużyty dla jednego przedmiotu na skrawanie i biegi jałowe narzędzia, a więc np. na toczenie wałka, na wiercenie otworu itp.

d) Czas stracony wykonania . . . . t_{gs}

jest to czas niewykorzystany dla produkcji, a zajęty na potrzeby osobiste robotnika, ewentualnie inne nieprzewidziane przerwy w produkcji. Oblicza się go proporcjonalnie do czasu właściwego wykonania t_{gw} gdzie $t_{gw} = t_m + t_{pp}$

Zatym czas potrzebny na wykonanie i sztuk równa się:

$$T = T_p + i\,(t_{gw} + t_{gs})$$

oznaczając czasy powtarzające się t. z. $t_{gw} + t_{gs} = t_g$ można napisać,

$$T = T_p + i\,t_g \quad . \quad . \quad . \quad [1a]$$

Ogólnie $T = i\,t$ . . . . [1b]

gdzie t = czas całkowity wykonania jednego przedmiotu.

3. *Koszt wykonania całkowity „i" sztuk* . K

$$K = M + R + A \quad . \quad . \quad . \quad [2a]$$

lub $K = i\,(m + r) + A$ . . . [2b]

gdzie

a) Koszt materiału . . . . M

Jest to rzeczywisty koszt materiału m', z którego ma być wykonany 1 przedmiot plus koszty wspólne magazynu $m'q$, pomnożony przez ilość i wykonanych sztuk: $M = im'\,(1 + q_m) = im$ [3]

b) Koszt robocizny . . . . . . R

jest to koszt robocizny bezpośredniej R, przy czym

$$R_g = s\,[T + T_z\,(1 + p_p)] \quad . \quad . \quad [4a]$$

albo $R_g = s\,(T + T_z\,p_p)$ . . . . [4b]

gdzie s = stawka godzinowa, T_z = czas zaoszczędzony, p_p = procent premii, wyrażony w dziesiątych, plus koszty wspólne stanowiska $R_g\,q_r$ lub Tq_t, czyli

$$R_r = R_g\,(1 + q_r) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad [5a]$$

albo $R_t = R_g + T\,q_t$ . . . . . [5b]

Ogólnie $R = i\,r$ . . . . [5c]

gdzie r = robociznawykonania jednego przedmiotu.

c) Amortyzacja . . . . A

Amortyzacja jest to koszt pomocy warsztatowych, jak np. koszt przyrządu, uchwytu, narzędzia itp., przenaczonych do wykonaia danej serii przedmiotów.

4. *Czas wykonania „i" części przy przyjęciu procentu braków* . . . . T_b

$$T_b = T_p + i\,(1 + b)\,t_g \quad . \quad . \quad . \quad [6]$$

gdzie b = procent wykonanych braków, wyrażony w dziesiątych.

5. *Koszt wykonania „i" części przy przyjęciu* procentu braków . . . . . . K_b

$$K_b = i\,(1 + b)\,(m + r) + A \quad . \quad [7]$$

A. Opłacalność czasowa.

Jak wyprowadzono w punkcie 2 poprzedniego ustępu czas na wykonanie i sztuk równa się:

$$T = T_p + i\,(t_m + t_{pp} + t_{gs}) = T_p + i\,t_g$$

Ponieważ $t_g = t_{gw} + t_{gs}$, przy czym t_{gs} wyrażone jest w procentach t_{gw}, to $t_g = t_{gw}\,(1 + p)$, gdzie p = procent w dziesiętnych, zatym

$$T = T_p + i\,t_{gw}\,(1+p) = T_p + i\,(t_m + t_{pp})\,(1+p) \quad [8]$$

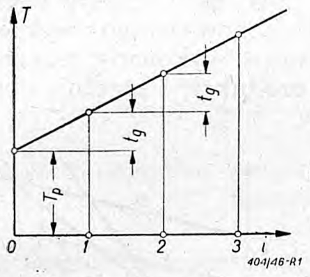
Powyższe równanie jest równaniem prostej, nachylonej do osi odciętych i, przecinającej oś rzędnych T na wysokości T_p jak to wskazuje rys. 1. Jak widać z powyższego wyprowadzenia, przy p = constans, T zależy od T_p, t_m, t_{pp}, ewentualnie od T_p i t_{gw}; nie zależy natomiast od t_{gs}.

Z wykresu na rys. 1 widać, że nachylenie prostej jest zależne od wielkości t_g, zatym od wielkości czasu przygotowania każdorazowego t_{pp} i czasu maszynowego t_m. Im mniejsze t_{pp}, tym mniejsze nachylenie prostej i tym mniejszy przyrost czasowy.

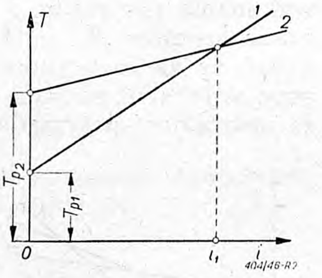
Konstruując przyrząd, który ma na celu zaoszczędzenie czasu, należy specjalnie zwrócić uwagę na jak największe zmniejszenie t_{pp} i t_m. Czas T_p

jako jednorazowy, nie ma przy produkcji serynej lub ciągłej, jako raz powtarzający się, większego znaczenia.

Aby określić ilość przedmiotów, przy których przyrząd opłaca się czasowo, należy rozpatrzeć wykres na rys. 2. Dwie proste 1 i 2 przedstawiają czasy wykonania tych samych części, 1 bez przyrządu, 2 w przyrządzie. Czas jednorazowy T_{p_1} bez przyrządu jest w porównaniu z czasem jednorazowym T_{p2} w przyrządzie znacznie zmniejszy, jak widać



Rys. 1. Wykres czasu wykonania



Rys. 2. Porównanie opłacalności czasowej przyrządów

jednak z wykresu czas t_{g1} bez przyrządu jest większy od czasu t_{g2} w przyrządzie. Punkt przecięcia prostej 1 i 2, wskazuje ilość części i_1, która zostanie wykonana w jednakowym czasie, niezależnie od tego czy przy produkcji będzie użyty przyrząd, czy też nie. Aby przyrząd opłacał się czasowo, należy w nim wykonać więcej części, niż wskazuje ilość i_1. Zatym

$$i > i_1 = \frac{T_{p2} - T_{p1}}{t_{g1} - t_{g2}} = \frac{T_{p2} - T_{p1}}{(t_{gw1} - t_{gw2})(1+p)} \quad [9]$$

Równanie [9] wyprowadzono z

$$T_1 = T_{p1} + i\,t_{gw1}(1 + p)$$
$$T_2 = T_{p2} + i\,t_{gw2}(1 + p)$$

Przykład:

	Czas w minutach	
	bez przyrządu 1	z przyrządem 2
T_p	110	380
t_{pp}	45	28
t_m	32	29

$t_{gs} = 20\%\ t_{gw}$ czyli $p = 0{,}2$

$$i_1 = \frac{380 - 110}{(77 - 57)(1 + 0{,}2)} = \frac{270}{24} \approx 11{,}2 \text{ sztuk,}$$

zatym przy 12 sztukach opłacalność czasowa jest już osiągnięta.

B. Opłacalność pieniężna.

Koszt wykonania i części według punktu 3 poprzedniego ustępu równa się:

$$K = i\,(m + r) + A$$

Stałym w tym równaniu jest wyraz A, oznaczający koszt przyrządu do danej serii i obejmujący jego cenę oraz koszty remontów i magazynowania. Jest to równanie prostej nachylonej do osi odciętych i, przecinającej oś rzędnych K na wysokości A, jak wskazuje rys. 3.

Chcąc zmniejszyć koszt wykonania należy starać się o zmniejszenie wyrazu $(m + r)$. Koszt przyrządu A zależny jest od ilości mających być wykonanych w nim części w tym stopniu, że im większą ilość części i, tym droższy można zastosować przyrząd, przy tym samym lub mniejszym obciążeniu jednostkowym.

Zatem przy konstruowaniu przyrządu należy przede wszystkim zwrócić uwagę na jego koszt i na ilość części wykonywanych, a następnie, celem potanienia produkcji, należy zwrócić uwagę na:

1. Zmniejszenie kosztu materiału m, co można osiągnąć przez:

a. Tańszy zakup surowca.

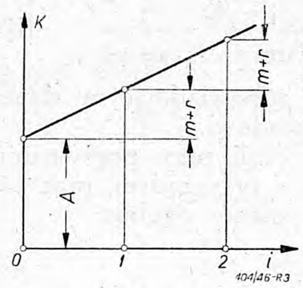
b. Użycie materiałów odpadkowych.

c. Zastosowanie tańszego materiału, spełniającego wymagane warunki.

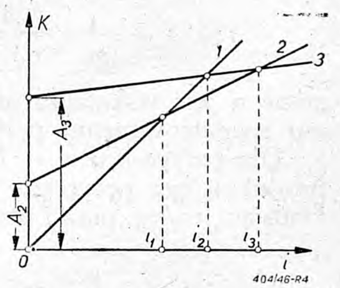
d. Przejście z formy droższej na tańszą, np. z odkuwki na materiał handlowy. To ostatnie zmniejszenie kosztu wchodzi jedynie w rachubę przy kształtach niezłożonych, bo chociaż odlewy lub odkuwki droższe są od stali o wymiarach handlowych, dają jednak przy obróbce duże zaoszczędzenie robocizny, co daje w rezultacie mniejsze koszty wykonania.

e. Użycie materiałów znormalizowanych, np. żeliwnych korpusów ceowych.

f. Zmniejszenie kosztów wspólnych magazynów przez dobre i odpowiednie zorganizowanie administracji.



Rys. 3. Wykres kosztu wykonania



Rys. 4. Porównanie opłacalności pieniężnej przyrządów

2. Zmniejszenie robocizny r którą można obniżyć przez:

a. Zmniejszenie stawki godzinowej, co nie jest odpowiednim sposobem i nie wpływa dodatnio na wydajność robotnika.

b. Umożliwienie wykonywania zabiegu pracownikowi o mniejszych kwalifkacjach.

c. Zmniejszenie czasu pracy przez zastosowanie odpowiednich pomocy lub obrabiarek.

d. Dobre i właściwe ułożenie planu operacyjnego.

e. Zmniejszenie kosztów wspólnych stanowiska, co osiąga się przez dobrą organizację aparatu administracyjnego.

f. Zmniejszenie premii przy premiowym systemie płac. Sposób ten należy jednak stosować bardzo ostrożnie i tylko w wypadkach koniecznych, ponieważ premie wyznaczane są dla zachęty robotnika, natomiast zmniejszanie ich daje rezultaty wprost przeciwne.

Chcąc ustalić opacalność pieniężną przyrządu, należy rozpatrzeć dla małej ilości wykonywanych części dwa, dla większej ilości trzy, podane niżej przypadki:

1. Produkcję bez przyrządu,
2. Produkcję z przyrządem średnio drogim,
3. Produkcję z przyrządem droższym,

przy czym idąc od przypadku 1 do 3 należy zwrócić uwagę na to, aby zachowana była nierówność

$$i_1 < i_2 < i_3$$

czyli posuwające się od punktu i_1 do i_3 należy stale uzyskiwać zmniejszenie jednostkowych kosztów wykonania.

Rys. 4 przedstawia na wykresie powyżej podane przypadki. (Dla jaśniejszego oznaczenia przyjęto w całym toku myśli $A_1 = O$). Linie 1 i 2 przecinają się przy ilości i_1, zatym przy zamówieniu, przekraczającym i_1 opłaca się użycie przyrządu 2, którego koszt wynosi A_2. Linie 2 i 3 przecinają się przy ilości i_3 większej od i_1. Przy ilościach zatym większych od i_3 opłaca się użycie przyrządu droższego 3, którego koszt wynosi A_3.

Linie 1 i 3 przecinają się przy ilości równej i_2 większej od i_1. Wypadek ten zaistnieć może, o ile z jakiegokolwiek powodu przyrząd 2 nie wchodzi w rachubę. Zatem przy ilościach poniżej i_2 opłaca się produkcja bez przyrządu, powyżej i_2 natomiast z przyrządem 3.

Wykorzystując zależność $K_n = K_{n+1}$, opłacalność pieniężną przyrządu wyrazić można równaniem:

$$i > i_n = \frac{A_{n+1} - A_n}{(m_n + r_n) - (m_{n+1} + r_{n+1})} \qquad [10]$$

gdzie n jest wskaźnikiem, odpowiadającym danemu rozpatrywanemu przyrządowi.

Dla przypadku $n = 1$, czyli przy porównaniu produkcji bez przyrządu i z przyrządem, oraz zakładając $m_n = m_{n+1}$ otrzymamy ogólnie:

$$i > i_1 = \frac{A_2 - A_1}{r_1 - r_2}$$

a przy uwzględnieniu odpowiednich kosztów wspólnych:

$$i > i_1 = \frac{A_2 - A_1}{r_{g1}(1 + q_{r1}) - r_{g2}(1 + q_{r2})} \qquad [11]$$

lub

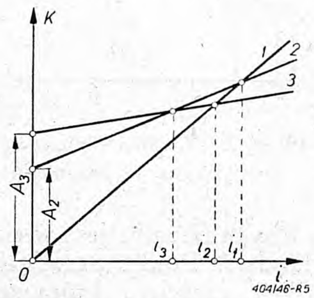
$$i > i_1 = \frac{A_2 - A_1}{(r_{g1} + t_1 q_{t1}) - (r_g + t_2 q_{t2})} \qquad [12]$$

Dyskusja nad dalszymi szczególnymi wypadkami.

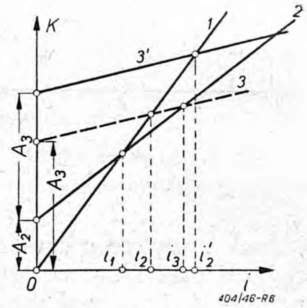
Rys. 5 przedstawia przypadek, w którym użycie przyrządu 2 opłacałoby się przy ilości i_1, gdyby nie było przyrządu 3. Ponieważ jednak przyrząd 3 opłaca się już przy ilości i_2 mniejszej od i_1, zatym przyrząd 2 nie wchodzi w tym wypadku w rachubę. O ile zatem produkcja przekracza ilość i_2 wykonany zostanie przyrząd 3. Przyrząd 2 może być użyty jedynie, o ile produkcja jest mniejsza od ilości i_3, a przedmiot musi być wykonany w przyrządzie.

W powyższymi przykładzie przyrząd 2, przy swojej dość znacznej cenie A_2, daje za małe zaoszczędzenie kosztów wykonania K, a zatem nie spełniony jest konieczny warunek nierówności $i_1 < i_2 < i_3$.

Rys. 6 przedstawia wypadek, w którym wykonany kosztem A_2 przyrząd 2 nie nadaje się do użytku z powodu wadliwej konstrukcji. Nowy przyrząd wykonany kosztem A_3 opłaci się dopiero przy wykonaniu i_2' części, a to z tego powodu, że koszt wykonania przyrządu 3 musi być przyjęty równy sumie kosztów $A_2 + A_3$. Z powyższego wykresu widać, że źle konstruowany i wykonany przyrząd przy małej serii podraża produkcję i znacznie obniża opłacalność przyrządu.



Rys. 5. Porównanie opłacalności pieniężnej przyrządów, gdy przyrząd 2 jest za drogi



Rys. 6. Porównanie opłacalności pieniężnej przyrządów, gdy przyrząd 2 okazał się nie nadającym się do produkcji

Przykład wg równania [11].

Kalkulacja wstępna podała następujące dane:

	Bez przyrządu 1	Z przyrządem 2	Z przyrządem 3	
r	4,60	3,20	0,60	zł
q_r	1,50	1,40	1,70	zł / zł
A	—	1500	9600	zł

Dla 1 — 2:

$$i \geqslant i_1 = \frac{1500}{4{,}60 \cdot 2{,}5 - 3{,}20 \cdot 2{,}4} \approx 395 \text{ sztuk;}$$

dla 1 — 3:

$$i \geqslant i_2 = \frac{9600}{4{,}60 \cdot 2{,}5 - 0{,}60 \cdot 2{,}7} \approx 970 \text{ sztuk;}$$

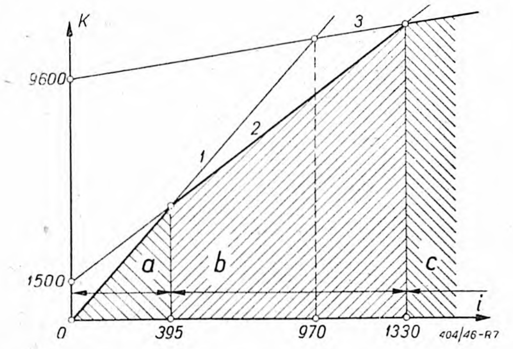
dla 2 — 3:

$$i \geqslant i_3 = \frac{9600 - 1500}{3{,}20 \cdot 2{,}4 - 0{,}60 \cdot 2{,}7} \approx 1330 \text{ sztuk.}$$

Zatem dla produkcji poniżej 395 szt, nie opłaca się konstruować przyrządu, którego cena wynosi 1500 zł. W przypadku 1 — 2, t. zn. przy produkcji powyżej 395 szt. opłaca się przyrząd, którego cena wynosi 1500 zł. W przypadku 1 — 3, t. z. gdy przyrząd 2 nie wchodzi z jakichkolwiek powodów w rachubę, opłaca się wykonać przyrząd 3 w cenie 9600 zł dla produkcji powyżej 970 szt. W przypadku 2 — 3 opłaca się przyrząd 2 poniżej, a przyrząd 3 powyżej 1330 wykonanych sztuk.

Powyższe dane przedstawione są na rys. 7, gdzie zakres *a* oznacza opłacalność produkcji bez przy-

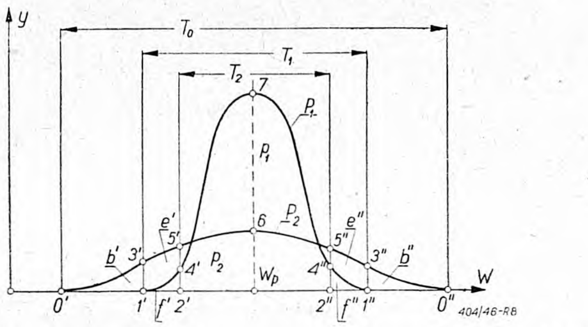
rządu, zakres b opłacalność produkcji z przyrządem, 2, a zakres c opłacalność produkcji z przyrządem 3.



Rys. 7. Przykład liczbowy porównania opłacalności przyrządów.

C. Opłacalność brakowa.

Rys. 8 przedstawia wykres krzywych częstości błędów wykonania, w którym pole p_1 i pole p_2 przedstawiają te same ilości wykonanych, tych samych części, zatym pole p_1 zawarte między krzywą P_1 a osią odciętych W równa się polu p_2 zawartemu między krzywą P_2 a osią odciętych W. Krzywą P_1 otrzymamy, wykonując część w przyrządzie, który zapewnia dokładne wykonanie, a zatym zmniejsza odchyłki od wymiaru W_p, utrzymując je w zakresie tolerancji T_1. Krzywą P_2 otrzymamy natomiast, wykonując tę samą część bez przyrządu. W tym ostatnim wypadku, ponieważ ani część, ani narzędzie nie jest prowadzone w przyrządzie, istnieje możliwość dość znacznych odchyłek od wymiaru przeciętnego W_p. Obszar zmienności otrzymanych wymiarów jest znacznie szerszy i oznaczony



Rys. 8. Rozkład liczebności odchyłek wymiarów przy wykonaniu przedmiotu z przyrządem — P_1 i bez przyrządu — P_2.

jest na rys. T_0. Jeżeli zatem ma być wykonana dana część bez przyrządu w tolerancji T_1, to z wykresu wynika, że pewien procent wykonanych części zostanie zabrakowany. Procent braków będzie w tym wypadku określony stosunkiem ilości części zabrakowanych do całkowitej ilości wykonanych sztuk, czyli na wykresie stosunkiem pól.

$$\% \; b_1 = \frac{b' + b''}{p_2} \cdot 100$$

gdzie b' = pole 0' — 1' — 3'
a b'' = pole 0'' — 1'' — 3''

Dla tolerancji T_2 procent braków znacznie wzrośnie i będzie się równać:

$$\% \; b_2 = \frac{e' + e''}{p_2} \cdot 100$$

gdzie e' = pole 0' — 2' — 5'
a e'' = pole 0'' — 2'' — 5''

Wprowadzając przyrząd do produkcji zmienia się charakter krzywej, przechodząc z krzywej P_2 na krzywą P_1. Jak widać z wykresu, wykonując część w przyrządzie w tolerancji T_1 unikamy całkowicie braków. Przy tolerancji ściślejszej T_2 przyrząd nie zabezpiecza całkowicie od wykonywania braków, lecz zmniejsza je wydatnie, mianowicie:

$$\% \; b_3 = \frac{f' + f''}{p_1} \cdot 100$$

gdzie f' = pole 1' — 2' — 4'
a f'' = pole 1'' — 2'' — 4''

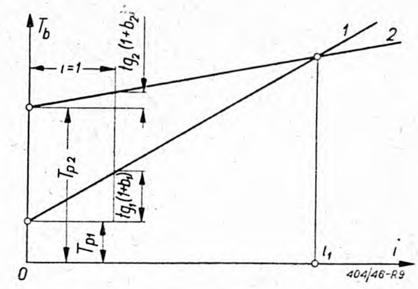
przy czym $b_3 << b_2$.

Użycie przyrządu zatym okazać się może konieczne.

Punkt W_p na rys. 8 wskazuje wymiar przeciętny, a nie wymiar nominalny W.

W_p jest to wymiar, znajdujący się w środku między górną a dolną odchyłką wymiarów. Oznaczając B = wymiar górny, a A = wymiar dolny, otrzymamy:

$$W_p = \frac{A + B}{2}$$



Rys. 9. Porównanie opłacalności czasowej przyrządów przy określonych procentach braków.

Aby ustalić warunki, w których przyrząd opłaca się przy danych założeniach, należy rozpatrzyć następujące przypadki:

1. W przypadku, gdy czynnikami najważniejszymi są całkowity czas wykonania T i procent braków b.

Jak wykazano poprzednio (wzór [6]):

$$T_b = T_p + i \; (1 + b) \; t_g$$

konstruując zatym przyrząd należy zwrócić na to uwagę, aby posługując się nim, nastąpiło zmniejszenie czasu t_g i procentu braków b, jako czynników powtarzających się i razy, można natomiast pozwolić na zwiększenie czasu T_p.

Aby przyrząd opłacał się, ilość części i wykonanych w przyrządzie powinna być:

$$i > i_1 = \frac{T_{p2} - T_{p1}}{t_{g1}\,(1 + b_1) - t_{g2}\,(1 + b_2)} \qquad [13]$$

Powyższe równanie przedstawiono wykreślnie na rys. 9, z którego wynika, że powyżej punktu i_1 celem zmniejszenia czasu wykonania T i procentów braków b, opłaca się zastosować do produkcji przyrząd.

Przykład wg równania [13]:

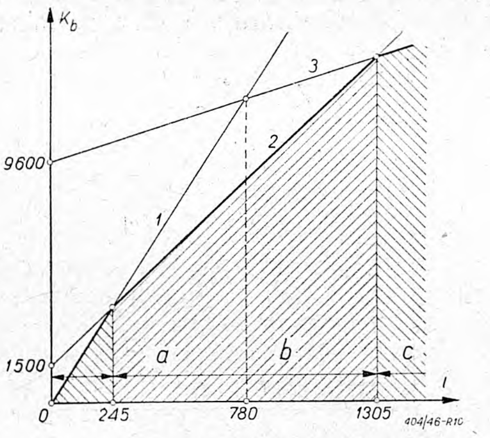
	Bez przyrządu 1	Z przyrządem 2	
T_p	110	380	minut
t_g	92	68	,,
b	0,2	0,02	$^0/_0/100$

$$i > i_1 = \frac{380 - 110}{110{,}4 - 69{,}36} \approx 6{,}6 \text{ sztuk.}$$

Zatem w praktyce, przy najmniejszych seriach i przy podobnych założeniach, użycie przyrządu opłaca się zawsze.

2. W przypadku, gdy czynnikami decydującymi są: koszt wykonania K_b i procent braków b. Jak wykazano poprzednio (wzór [7]:

$$K_b = i\,(1 + b)\,(m + r) + A$$



Rys. 10. Przykład liczbowy porównanie opłacalności przyrządów przy uwzględnieniu procentów braków.

Przyrząd zatem powinien być tak skonstruowany, aby zmniejszyć czynnik $(m + r)$, ewentualnie samą robociznę r, oraz procent braków b. Zwiększenie natomiast, w pewnych granicach, kosztu przyrządu A nie ma przy produkcji seryjnej lub ciągłej zasadniczego znaczenia.

Aby przyrząd opłacał się powinna być zachowana nierówność:

$$i > i_n = \frac{A_{n+1} - A_n}{(1 + b_n)(m + r_n) - (1 + b_{n+1})(m + r_{n+1})} \qquad [14]$$

Dla $n = 1$ i dla odpowiednich kosztów wspólnych otrzymamy:

$$i_1 = \frac{A_2 - A_1}{(1 + b_1)\,[m + r_{g1}(1 + q_{r1})] - (1 + b_2)\,[m + r_{g2}(1 + q_{r2})]} \qquad [15]$$

lub

$$i_1 = \frac{A_2 - A_1}{(1 + b_1)(m + r_{g1} + t_1 q_{t1}) - (1 + b_2)(m + r_{g2} + t_2 q_{t2})} \qquad [16]$$

Wzory [15] i [16] w praktyce przeważnie mają zastosowanie, ponieważ konstruując przyrząd zawsze mamy na uwadze zmniejszenie kosztów produkcji, przez zmniejszenie czasu wytwarzania i procentu braków.

Powyższe wzory, mimo swej długości, są w użyciu praktyczne, a to ze względu na to, że wstawiamy w nie wielkości, które muszą być przy planowej produkcji przez kalkulację obliczone lub przyjęte.

Przykład dla wzoru [15]:

Przyjmujemy z praktyki % braków b_1;

$b_2 = 0{,}2 - 0{,}1\,b_1$.

Wstawiamy gotowe koszty wspólne stanowiska q.

Obliczamy A_1; A_2; m; r_{g1}; r_{g2}.

	Bez przyrządu 1	Z przyrządem 2	Z przyrządem 3	
r_g	4,60	3,20	0,60	zł
q_r	1,5	1,4	1,7	zł/zł
b	0,2	0,02	0,01	$^0/_0/100$
m	1,5	1,5	1,5	zł
A	—	1500	9600	zł

Dla 1 — 2:

$$i > i_1 = \frac{1500}{1{,}2\,(1{,}5 + 4{,}60 \,.\, 2{,}5) - 1{,}02\,(1{,}5 + 3{,}20 \,.\, 2{,}4)} \approx$$

$$\approx 245 \text{ szt.}$$

Dla 1 — 3:

$$i > i_2 = \frac{9600}{1{,}2\,(1{,}5 + 4{,}60 \,.\, 2{,}5) - 1{,}01\,(1{,}5 + 0{,}60 \,.\, 2{,}7)} \approx$$

$$\approx 780 \text{ szt.}$$

Dla 2 — 3:

$$i > i_3 = \frac{9600 - 1500}{1{,}02\,(1{,}5 + 3{,}20 \,.\, 24) - 1{,}01\,(1{,}5 + 0{,}60 \,.\, 2{,}7)} \approx$$

$$\approx 1305 \text{ szt.}$$

Zatym do ilości 245 wykonanych sztuk opłaca się produkcja bez przyrządu. Między ilościami 245 a 1305 sztuk, opłaca się jedynie przyrząd 2 w cenie 1500 zł. Powyżej 1305 produkowanych sztuk opłaca się wprowadzenie do produkcji przyrządu, którego koszt wynosi 9600 zł.

Przypadek 1 — 3, tzn. dla $i_2 > 780$ jest aktualny jedynie przy pominięciu przyrządu 2. W tym wypadku do ilości 780 sztuk opłacałaby się produkcja bez przyrządu, a powyżej 780 sztuk wprowadzony zostałby przyrząd 3. Powyższy przykład przedstawiono na wykresie na rys. 10, gdzie zakresy a; b; c wskazują zakresy odpowiednich opłacalności, omówionych wyżej, odpowiadających ilościom i_1; i_2; i_3.

Z wszystkich powyższych przykładów widać, że czynnikiem, decydującym o opłacalności przyrządów przy niewielkiej ilości wykonywanych przedmiotów, jest koszt przyrządu. Konstruując zatym przyrząd dla małej serii, należy zwrócić uwagę przede wszystkim na cenę przyrządu, szczególnie w wypadkach, w których przyrząd musi być użyty ze względu na konieczną dokładność wykonania, a nie na ekonomię.

Przy dużych seriach, przy produkcji masowej i przy opłacalności czasowej koszt przyrządu nie odgrywa zasadniczej roli. W tym przypadku czynnikiem decydującym jest skrócenie czasu obróbki oraz zmniejszenie procentów braków.

Postęp w rozwoju konstrukcji ciągników

Inż. EDWARD HABICH

Historia rozwoju ciągnika. Ciągniki parowe, pługi parowe, ciągniki z silnikami spalinowymi i z żelaznymi kołami o gładkich obręczach, zastosowanie ostróg i ulepszenia mechanizmów napędowych, ciągniki gąsienicowe. Typy nowoczesnych kołowych ciągników rolniczych i rolniczo-drogowych, ciągników uniwersalnych, ciągników „chłopskich" i ogrodniczych, ciągników transportowych oraz ciągników gąsienicowych. Konstrukcja nowoczesnych ciągników. Silniki, sprzęgła, skrzynki biegów, mechanizmy napędowe, hamulce, półosie i koła pędne, oś przednia, mechanizm kierowniczy, rama, napędy dodatkowe i urządzenia specjalne.

I. Historia rozwoju ciągników.

Konstrukcja nowoczesnego ciągnika jest wynikiem wieloletniej pracy konstruktorów.

Pierwsze ciągniki, które pojawiły się w drugiej połowie ubiegłego wieku posiadały silnik parowy i zaopatrzone były w duży i ciężki kocioł. Napęd przenoszony był na tylne koła o dużej średnicy za pośrednictwem nieosłoniętych kół zębatych. Ciężar tych ciągników przekraczał 15 ton.

Z chwilą ukazania się silnika spalinowego, zastąpił on maszynę parową również i w ciągnikach. Zmiana ta nie wpłynęła jednak poważnie na zmniejszenie ciężaru ciągników i nie posunęła naprzód ich konstrukcji, przeszkodą ku czemu było stosowanie gładkich kół żelaznych. Przyczepność takiego koła do terenu była bardzo niewielka, zaś potrzebną siłę na haku uzyskiwano wyłącznie przez utrzymanie dużego ciężaru ciągnika. Stosunek użytecznej mocy na haku do mocy silnika nie przekraczał wtedy 30%. Reszta mocy silnika była zużywana na poruszanie się w terenie samego ciągnika. — Z tych względów ciągniki te nie mogły jeszcze wyprzeć pługów parowych.

Orka przy pomocy pługów parowych odbywa się w ten sposób, że pług przeciągany jest przez orane pole liną przy pomocy dwóch parowych lokomobil, zaopatrzonych w specjalne dźwigarki. Lokomobile te przesuwają się w miarę zaorywania terenu wzdłuż krawędzi oranego pola, prostopadle do kierunku orki.

Tego rodzaju rozwiązanie posiada poważne wady i pozwala tylko na oranie prostokątnych odcinków roli i wymaga dużych wkładów inwestycyjnych. W obecnej chwili system ten jest już przestarzały, jakkolwiek do dnia dzisiejszego tego rodzaju urządzenia jeszcze pracują. W Poznańskim i na Śląsku znajduje się kilkadziesiąt pługów parowych, z czego kilkanaście pracuje.

Znaczne postępy, poczynione w rozwoju automobilizmu w początkach naszego stulecia, wykazały niecelowość pomysłu ciężkiego ciągnika i pchnęły myśl konstruktorską w kierunku szukania sposobów powiększenia przyczepności kół do terenu.

Koła pędne zostały zaopatrzone wtedy w ostrogi (zaczepy), co umożliwiło uzyskanie niezbędnej siły na haku przy znacznie obniżonym ciężarze ciągnika. Ulepszone również zostały i same mechanizmy napędowe.

W latach 1906 do 1908 konstruktorzy angielscy — *Ivel, Saunderson, Marshal, Mac Laren* i amerykańscy — *Case, Averi, Hartt-Parr, Rumeli* i inni opracowali i rozpowszechnili nowoczesne ciągniki rolnicze.

Dalsze rozpracowanie zagadnienia przyczepności zrodziło myśl ciągnika *gąsienicowego*, którego duża przyczepność umożliwia uzyskanie znacznie większej siły na haku, przy tym samym ciężarze pojazdu. Pierwszą całkowicie udaną konstrukcją ciągnika gąsienicowego był zbudowany w latach 1910 — 1912 ciągnik amerykański *Holta*, zaopatrzony w 6-cylindrowy silnik spalinowy. Był to ciągnik o konstrukcji *półgąsienicowej* t. j. posiadał z przodu jedno koło, którym można było kierować. Niezależnie od tego miał on możność kierowania gąsienicami przez wyłączanie sprzęgieł bocznych. Ciągnik ten zdał egzamin w praktyce i posłużył, jako pierwowzór wszystkich późniejszych pojazdów gąsienicowych.

Okres rozwoju ciągników rolniczych, obejmujący pierwsze lata naszego stulecia do roku 1918, charakteryzuje się budową ciągników dużych, o wielkich mocach, przeznaczonych tylko do orki. Rozwój techniki, który nastąpił w czasie wojny światowej, wpłynął na dalsze udoskonalenie konstrukcji ciągników, co pozwoliło już zapoznać się z szerokimi możliwościami różnorodnego zastosowania ciągników i umożliwiło powstanie rozmaitych ich typów i rodzajów o różnym przeznaczeniu.

Rozszerzenie zasięgu zbytu na drobnych rolników i ogólne tendencje parcelacyjne, przyczyniły się do powstania ciągników małej mocy dla obsługi drobnych gospodarstw.

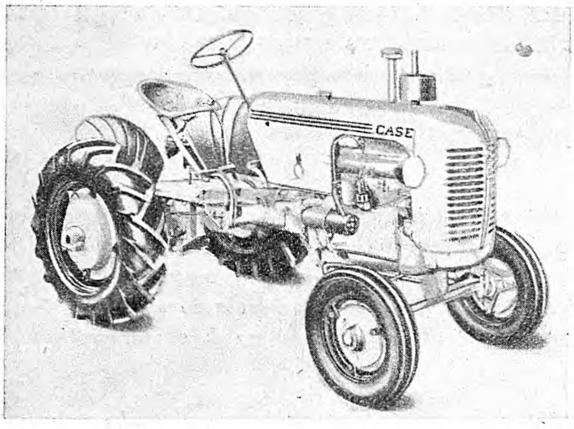
Wykonanie specjalnych opon niskiego ciśnienia (0,8 do 1 kG/cm^2) do ciągników rolniczych, powiększyło znacznie ich sprawność, oraz umożliwiło stosowanie ich do przewożenia przyczep po drogach o twardej nawierzchni. Ciągnik na oponach zaoszczędza średnio około 25% paliwa.

2. Typy nowoczesnych ciągników.

1. Ciągniki kołowe rolnicze i rolniczo-drogowe.

Najbardziej rozpowszechnione w rolnictwie są ciągniki kołowe o mocy 15 do 55 KM, na oponach niskiego ciśnienia. Ciężar tych ciągników waha się od 1 do 3,5 ton. Zaopatrzone są one w hak rolniczy i transportowy, w koło pasowe, oraz wałki napędo-

we, przekazując moc dla dodatkowego napędu maszyn rolniczych. Często również posiadają wbudowaną kosiarkę belkową. Szybkość tych ciągników podczas prac na roli waha się od 3,5 do 8 km/godz.

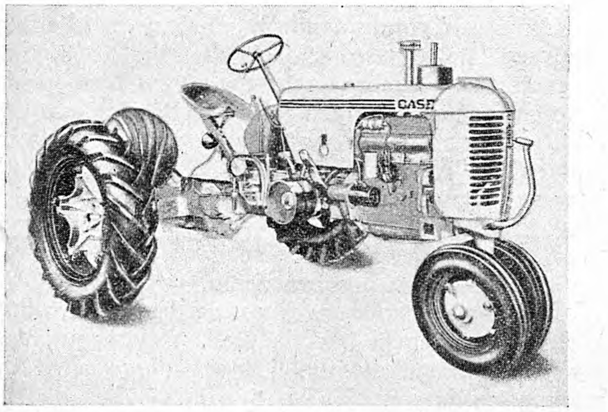


Rys. 1. Uniwersalny ciągnik *Case* typ VA z normalną wahliwą przednią osią.

Ciągniki tego typu są z reguły przystosowane także do przewożenia przyczep po drogach. W tym celu są one zazwyczaj zaopatrywane w przekładnie dodatkowe, pozwalające na osiągnięcie szybkości około 20 km/godz.

2. Ciągniki uniwersalne.

Po obecnej wojnie w Ameryce rozpowszechnił się typ ciągnika, zwany „uniwersalnym", jakkolwiek ciągniki te przystosowane są wyłącznie do pracy na roli.



Rys. 2. Uniwersalny ciągnik *Case* typ VAC o złączonych przednich kołach.

Budowa ich umożliwia obróbkę międzyrzędową, to znaczy uprawę mechaniczną roślin sadzonych w rzędach. Charakterystyczną cechą takiego ciągnika jest zwiększony prześwit między kadłubem, a ziemią, aby nie uszkadzać łodyg uprawianych roślin. Tylne koła wykonuje się w tym celu o dużej średnicy. Koła te mogą być przesuwane wzdłuż swojej osi, tak że rozstaw ich może być w pewnych granicach zmieniany i dostosowany do rozstawienia bruzd. Dla uniknięcia kłopotliwego rozstawiania kół przednich robi się je często złączone razem, bądź też daje się z przodu tylko jedno koło. Konstrukcja taka pozwala na skręcenie koła przedniego aż do położenia prostopadłego, co przy jednoczesnym zahamowaniu odpowiedniego koła tylnego (leżącego z tej strony w którą zamierzamy skręcić) pozwala na dokonanie skrętu ciągnika w miejscu. Ma to bardzo duże znaczenie, gdyż zmniejsza niewyzyskaną powierzchnię pola, niezbędną dla zakręcania ciągnika.

Ciągniki uniwersalne wykonuje się o mocy silnika 20 do 40 KM. Zaopatrzone one są tak samo, jak ciągniki poprzedniej grupy, w koło pasowe do napędu maszyn rolniczych i wałki przekaźnika mocy. Ciągniki te posiadają zwykle najwyższy bieg znacznie przyspieszony, pozwalający na szybki dojazd do miejsca pracy. Nie są one jednak przystosowane do transportu drogowego. Tłumaczy się to dostatecznym nasyceniem gospodarstw amerykańskich w specjalne środki transportowe.

Na rys. 1 i 2 przedstawione są nowoczesne ciągniki uniwersalne firmy *Case.*

3. Ciągniki rolnicze małe.

Są to ciągniki o mocy poniżej 15 KM, przystosowane do obsługiwania małych gospodarstw. Niektóre z nich nie różnią się pod względem budowy od ciągników pierwszej grupy; są to tak zwane „ciągniki chłopskie". Jako przykład tych ciągników—może służyć rozpowszechniony w Niemczech ciągnik firmy *Deutz* o mocy 11 KM.

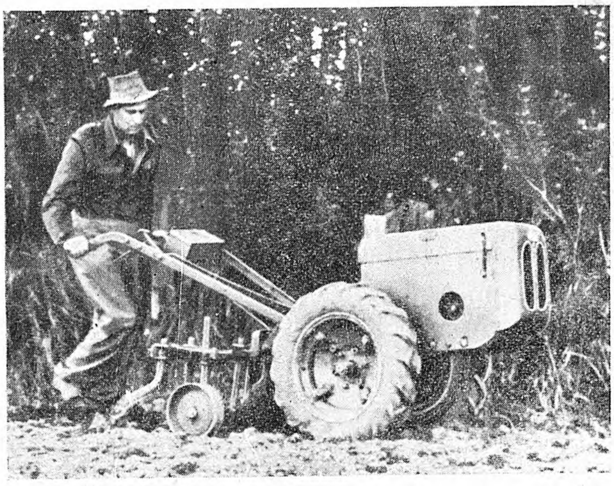
Oddzielną grupę małych ciągników stanowią ciągniki ogrodnicze, przystosowane do wykonywania rozmaitych prac w ogrodzie. Posiadają one tylko dwa koła. Moc ich wynosi poniżej 8 KM. Pracownik obsługujący ten ciągnik, idzie za nim i kieruje nim za pośrednictwem rączek (Rys. 3).

4. Ciągniki transportowe (drogowe).

Zastosowanie ciągników do przewożenia naładowanych przyczep po drogach bitych wykazuje cały szereg ich zalet jak np.: mniejsze zużycie paliwa w stosunku do samochodów, prostsza budowa i obsługa, większa trwałość, niższe koszta nabycia, możność przewożenia dużych ładunków przy użyciu wieloosiowych przyczep, możność zmniejszenia postojów ciągnika przez użycie zapasowych przyczep oddzielnie ładowanych. Zalety powyższe pozwalają ciągnikom skutecznie konkurować z transportem samochodowym tam, gdzie nie zależy na szybkości przewozu. Na mniejszych odległościach transport ciągnikami może zupełnie dobrze konkurować także i z transportem kolejowym, gdyż jest tańszy i wygodniejszy.

Ciągniki transportowe można z grubsza podzielić na dwie kategorie. Do pierwszej należy zaliczyć ciągniki do mocy 60 KM o szybkości nie przewyższającej 35 km/godz. ,do drugiej ciągniki cięższe, których moc dochodzi do 150 KM, a nawet 250 KM, o szybkości dochodzącej do 60 km/godz. Ciężar całego pociągu, t. j. ciągnika i naładowanych przyczep dochodzi do 200 ton.

Budowa ciągników pierwszej grupy oparta jest na konstrukcji ciągników rolniczych. Wszystkie te ciągniki posiadają nieresorowany kadłub. Nieznaczne różnice w stosunku do ciągników rolniczych polegają na tym, że oś przednia ciągników drogowych z re-



Rys. 3. Ciągnik ogrodniczy firmy BMB.

guły jest resorowana, zaś zamiast napędów rolniczych, ciągniki te bywają zaopatrzone w dźwigarkę i specjalny hak transportowy.

Przełożenia skrzynek biegów różnią się często od ciągników rolniczych, lub rolniczo-drogowych tym, że rozpiętości pomiędzy przekładniami wyższemi są w tym wypadku mniejsze, niż dla przekładni niższych. W ciągnikach rolniczych jest odwrotnie. Tłumaczy się to różnicą w użyciu. W jednym wypadku chodzi głównie o dogodne stopniowanie szybkości, w drugim o jaknajlepsze wyzyskanie siły na haku.

Konstrukcja ciągników drugiej grupy zbliżona jest raczej do konstrukcji ciężkich samochodów i wszystkie osie są resorowane. Od samochodów ciągniki te różnią się zastosowaniem wolnoobrotowego silnika, mocniejszych mechanizmów napędowych i głównej przekładni napędowej o większym przełożeniu. Ciągniki tego typu buduje się jako dwu, lub trzyosiowe, przyczem często wszystkie osie wykonuje jako pędne.

Do tej samej grupy należy zaliczyć tak zwane *ciągniki siodłowe* w których przód przyczepy opiera się na ramie ciągnika za pośrednictwem specjalnego sprzęgła (siodła) pozwalającego na obrót i wychylanie się przyczepy. Rozwiązanie to ma tę zaletę, że w miarę załadowania przyczepy, zwiększa się obciążenie kół pędnych, a tym samym rośnie możliwa do rozwinięcia siła pędząca na kołach ciągnika. Przy użyciu ciągników siodłowych otrzymuje się również większą zwrotność całego pociągu.

5. *Ciągniki gąsienicowe.*

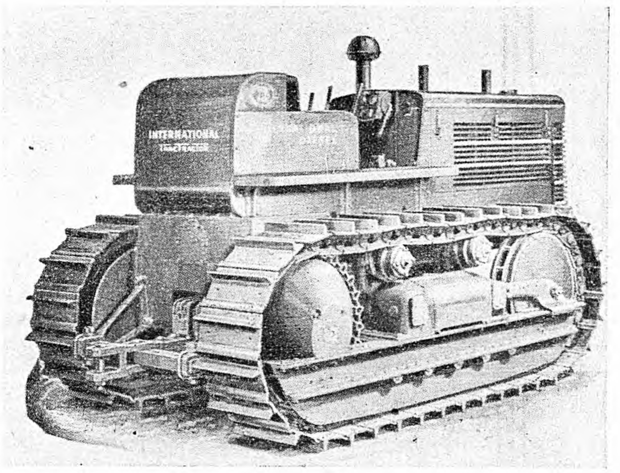
Ciągniki gąsienicowe pozwalają na lepsze wyzyskanie ciężaru, niż kołowe. Opory ruchu w terenie miękkim są dla ciągnika gąsienicowego mniejsze niż dla kołowego. Wobec czego wyzyskanie mocy przy pracach w polu jest w ciągniku gąsienicowym lepsze. Wadą ich jest bardziej skomplikowana budowa i trudność użycia do transportu na drogach o twardej nawierzchni.

Ciągniki gąsienicowe są budowane naogół o większej mocy i cięższe, niż ciągniki kołowe, których moc nie przekracza 55 KM, a ciężar 3500 kG, gdyż jest ograniczony wielkością dopuszczalnego obciążenia osi.

Najmniejszy ciągnik gąsienicowy zbudowany w Niemczech miał moc 45 KM i ważył 3500 kG.

Znana amerykańska firma *Cletrac* budująca wyłącznie ciągniki gąsienicowe, wyrabia jednak od dwudziestu kilku lat ciągniki o mocy 20 KM i ciężarze około 1300 kg., które cieszyły się zawsze dużym uznaniem. Niedostateczne, w stosunku do jego zalet rozpowszechnienie się małego ciągnika gąsienicowego tłumaczy się tym, że w Ameryce, która jest większym producentem ciągników, kwestia oszczędności paliwa nie była dotąd uznawana za ważną. W krajach zaś europejskich decydującą była sprawa możliwości użycia ciągnika do transportu drogowego w czasie wolnym od pracy na roli.

Z bardziej znanych marek należy wymienić ciągniki amerykańskie *Cletrac, Caterpiller, International* i *Allis Chalmers*, oraz szereg ciągników radzieckich i niemieckich.



Rys. 4. Ciągnik gąsienicowy *International.*

Wydatny rozwój wojskowych pojazdów gąsienicowych, niewątpliwie znajdzie swoje odbicie w gąsienicowych ciągnikach rolniczych, podnosząc ich trwałość i wydajność. Obecnie można się spodziewać, że również mały ciągnik gąsienicowy w najbliższym czasie bardziej się rozpowszechni.

Poza rolnictwem ciągnik gąsienicowy znajduje duże zastosowanie w leśnictwie przy transporcie drzewa i karczowaniu lasów, oraz przy robotach ziemnych. Stosowane są w tych wypadkach również i specjalne pojazdy robocze o budowie zbliżonej do budowy ciągników gąsienicowych jak np. *spychacze (bulldozery)* i tp.

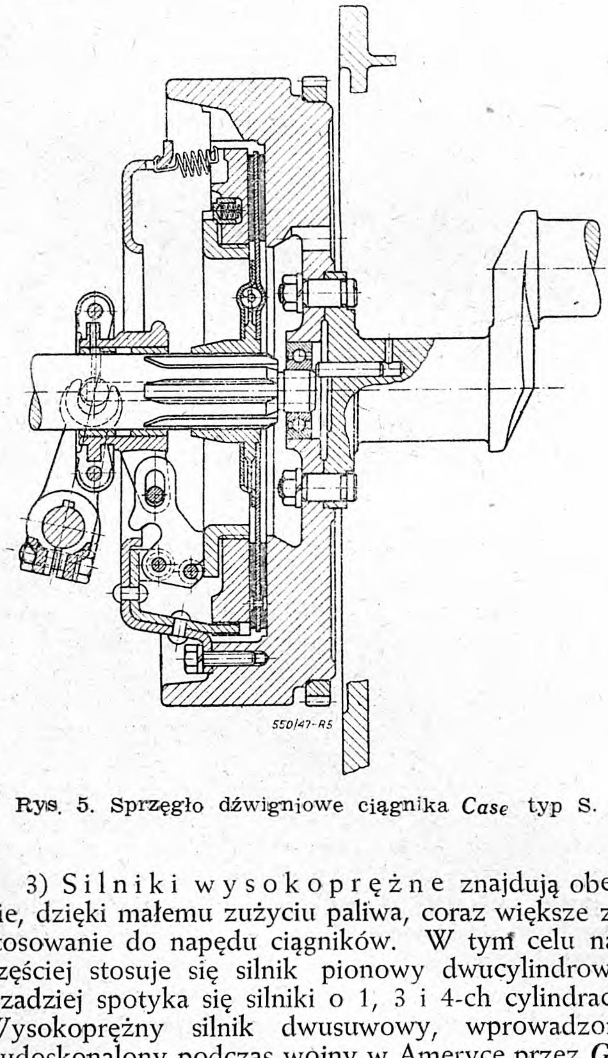
3. Konstrukcja nowoczesnych ciągników.

Silniki. Silniki stosowane w ciągnikach cechuje prosta i mocna budowa, łatwość rozruchu i obsługi, oraz duża pewność działania. Winny one być trwałe i odporne na zużycie. W tym celu obroty tych silników naogół nie przekraczają 1500 obrotów na minutę. W ciągnikach używane są trzy rodaje silników: silniki gaźnikowe 4-suwowe z zapłonem iskrowym, silniki 2-suwowe z głowicą żarową i silniki wysokoprężne z zapłonem samoczynnym.

1) Silniki ciągnikowe z zapłonem iskrowym wykonuje się głównie jako naftowe.

Silniki naftowe rozpowszechniły się bardzo w rolnictwie, na co wpłynęła niska cena nafty i łatwość jej nabycia. Gaźniki tych silników są specjalnej konstrukcji z podgrzewaniem mieszanki gazami wylotowymi dla ułatwienia parowania nafty. Ze względu na szybkie zużywanie się cylindra silników naftowych, spowodowane silnie występującą korozją, silniki te posiadają z reguły wymienne tuleje cylindrowe.

2) Silniki z głowicą żarową znalazły duże zastosowanie w rolnictwie, ze względu na prostotę ich obsługi i pewność działania, oraz małą ich wrażliwość na jakość stosowanego paliwa. Najbardziej znane są jednocylindrowe silniki z głowicą żarową typu *Lanz-Buldog*. Obecnie prowadzona jest w Kraju produkcja ciągników tego typu. Znane są również bardzo dobre szwedzkie ciągniki *Bollinder Mumktels* z dwucylindrowym silnikiem z głowicą żarową.



Rys. 5. Sprzęgło dźwigniowe ciągnika *Case* typ S.

3) Silniki wysokoprężne znajdują obecnie, dzięki małemu zużyciu paliwa, coraz większe zastosowanie do napędu ciągników. W tym celu najczęściej stosuje się silnik pionowy dwucylindrowy. Rzadziej spotyka się silniki o 1, 3 i 4-ch cylindrach. Wysokoprężny silnik dwusuwowy, wprowadzony i udoskonalony podczas wojny w Ameryce przez *General Motors Corporation*, zdał w praktyce całkowicie egzamin przy napędzie czołgów i ciągników wojskowych. Silnik ten, odznacza się lekką i zwartą budową, małym zużyciem paliwa, dużą pewnością działania oraz wygodnym dla trakcji przebiegiem krzywej momentu obrotowego i ma wszelkie dane, aby znaleść powszechne zastosowanie w ciągnikach przemysłowych i rolniczych.

4) Silniki na gaz ssany. W krajach odczuwających brak płynnego paliwa, jak Niemcy i Francja — rozpowszechniły się bardzo ciągniki z silnikami na gaz ssany. Podczas ostatniej wojny wykonano w Niemczech cały szereg gazogeneratorów do ciągników na rozmaite paliwa, jak: drzewo, antracyt, półkoks, a nawet zbudowano gazogenerator na brykiety z węgla brunatnego. Ciągniki z gazogeneratorem konstruowano tak, aby stanowiły one razem z urządzeniem gazogeneratorowym zwartą konstrukcyjną całość.

5) Regulator. Bardzo ważnym zagadnieniem w ciągnikach rolniczych jest konstrukcja regulatorów obrotów. W tej dziedzinie ostatnio dokonano dużych udoskonaleń. Wprowadza się do ciągników typ regulatora utrzymującego silnik, niezależnie od zmian obciążenia na dowolnie obranych obrotach, leżących w zakresie regulowanych minimalnych i maksymalnych obrotów, tak zwany regulator wielozakresowy.

6) Silniki parowe. Nowoczesne kotły parowe wysokiego ciśnienia, oraz szybkobieżne maszyny parowe, otwierają nowe możliwości zastosowania napędu parowego do trakcji. Prace w tym kierunku prowadzi się w wielu krajach. Wykonane konstrukcje samochodów o napędzie parowym, świadczą o tym, że ten rodzaj napędu posiada szereg poważnych zalet. Wykonano także kilka konstrukcji ciągników parowych. Pomimo że brak narazie na ten temat danych w literaturze, należy jednak sądzić, że w krajach bogatych w węgiel — ten typ napędu ciągników uzyska wkrótce zastosowanie.

Sprzęgła. Stosowane w ciągnikach sprzęgła można podzielić na dwa typy: sprzęgła typu samochodowego, w których docisk powierzchni ciernych uzyskuje się przez działanie sprężyny, oraz specjalne sprzęgła ciągnikowe, powierzchnie cierną których dociska się bez udziału sprężyn dociskających. Włączenie sprzęgła odbywa się za pośrednictwem układu dźwigniowego, który po przejściu przez „martwy punkt" zachowuje sprzęgło w położeniu włączonym. W sprzęgle tego typu praca wyłączenia sprzęgła jest znacznie mniejsza, gdyż nie trzeba pokonywać oporu sprężyn. Zmniejsza to poważnie wysiłek kierowcy. W nowszych konstrukcjach lekkich ciągników, wskutek stosowania bardziej szybkoobrotowych silników, przeważają obecnie sprzęgła typu samochodowego.

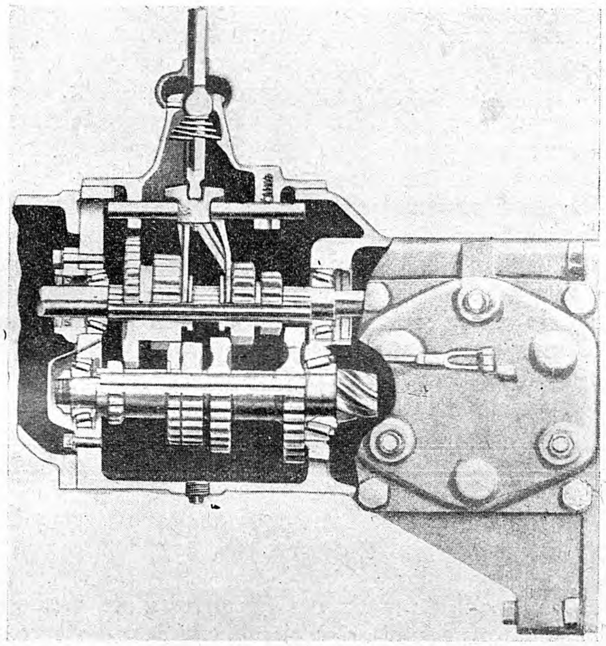
Rys. 5 przedstawia sprzęgło dźwigniowe ciągnika *Case S.*

Skrzynki biegów. W ciągnikach stosowane są skrzynki biegów o kołach z zębami prostymi. Włączanie biegów następuje przez przesuwanie kół zębatych. Jako urządzenie ułatwiające włączanie, stosuje się czasem hamulec, działający na luźny wałek skrzynki biegów. Zaczyna on hamować dopiero po całkowitym wyłączeniu sprzęgła. Otrzymuje się w ten sposób zrównanie obrotów włączanych kół zębatych. Urządzenie to może działać tylko przy przełączaniu biegów z wolniejszych na szybsze.

Pod względem układu rozróżniamy skrzynki z biegiem bezpośrednim, typu samochodowego i skrzynki o dwóch wałkach bez biegu bezpośredniego. W tych ostatnich napęd przenosi się zawsze przez jedną parę kół zębatych. Typ ten bywa najczęściej stosowany w ciągnikach.

Rys. 6 przedstawia skrzynkę biegów najnowszego ciągnika *Case*.

Mechanizm napędu. Przekładnia główna, mechanizm różnicowy i zwolnica, umieszczone bywają w wspólnym kadłubie ze skrzynką biegów. Z pośród różnych konstrukcji mechanizmów napędowych, wyodrębnić można dwa zasadnicze rozwiązania. Jedno z nich jest typu samochodowego, gdzie mechanizm różnicowy bywa umieszczony na półosiach kół. W nowszych zaś ciągnikach amerykańskich stosowana jest inna konstrukcja, w której mechanizm różnicowy znajduje się na wale pośrednim. Napęd przenosi się z wału pośredniego oddzielnie na każde koło, przy pomocy dwóch par kół zębatych, stanowiących *zwolnice*.



Rys. 6. Skrzynka biegów ciągnika *Case*

Konstrukcja ta ma tę zaletę, że mechanizm różnicowy przenosi tyle razy mniejszy moment, ile wynosi przełożenie zwolnicy. Przełożenie to stosuje się w granicach od 4 do 5. W rezultacie konstrukcja taka jest lżejsza niż przy poprzednim rozwiązaniu.

Rys. 7 przedstawia nowoczesne rozwiązanie mechanizmu napędowego ciągnika *Case VA* z hamulcami tarczowymi.

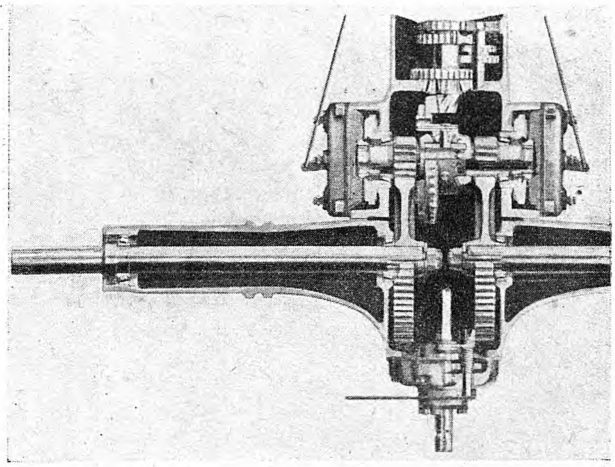
Hamulce. Stosowane są trzy rodzaje hamulców: szczękowy typu samochodowego, taśmowy i tarczowy typu sprzęgłowego.

Rys. 8 przedstawia ciekawą konstrukcję sprzęgłowego hamulca tarczowego ciągnika *Case VA*.

Tarcza 1 dociskana jest dźwignią 2 do tarczy sprzęgłowej 3, osadzonej na końcu wałka z kołem zębatym napędzającym zwolnicę. Pod wpływem tarcia tarcza 1 rozpoczyna się obracać, ale wówczas kulki 4, umieszczone na pochyłych torach, dociskają ją tym mocniej do tarczy sprzęgłowej 3 i unieruchamiają ją. Hamulec ten wymaga więc bardzo nieznacznego wysiłku kierowcy.

W ciągnikach rolniczych umożliwione bywa hamowanie każdego koła oddzielnie, ułatwia to znacznie skręt w miejscu w ciężkim terenie.

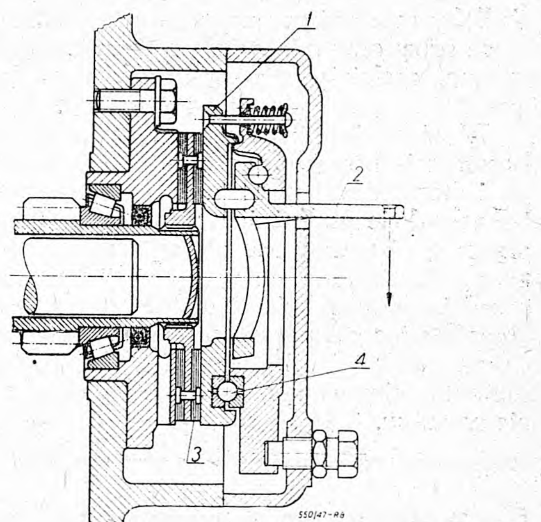
Półosie i koła pędne Półosie ciągników wykonuje się zwykle, jako całkowicie obciążone t. j. przenoszące momenty skręcające i gnące.



Rys 7. Mechanizm napędowy ciągnika *Case* typ VA.

W ciągnikach rolniczych dla obróbki międzyrzędowej koła mocuje się w sposób umożliwiający przesuwanie ich wzdłuż półosi, celem zmiany rozstawu kół.

Oś przednia. Szereg nowoczesnych ciągników do obróbki międzyrzędowej buduje się obecnie tylko o jednym kole z przodu, lub też o dwóch kołach złączonych, obracanych przy skręcie na jednej osi. (Rys. 2).

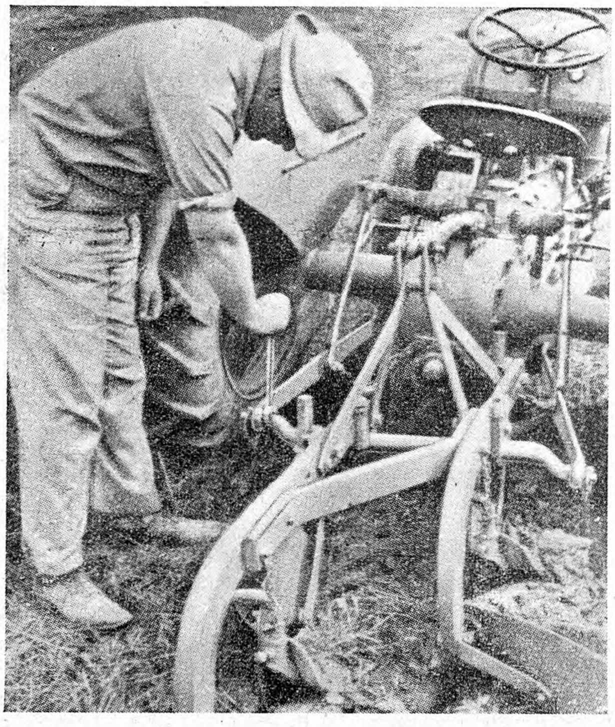


Rys. 8. Tarczowy hamulec typu sprzęgłowego.

Ciągniki czterokołowe o normalnym rozstawie posiadają oś wahliwą, aby zabezpieczyć zawsze przyleganie dwóch tylnych kół napędowych do terenu. Osie ciągników rolniczo-drogowych i drogowych — wykonuje się zwykle resorowane, przeważnie przy pomocy poprzecznego resoru piórowego.

Mechanizm kierowniczy. Mechanizm służący do kierowania ciągnikiem kołowym jest podobny do takich samych mechanizmów w samochodzie. Przekładnię kierownicy w ciągnikach umieszcza się zwykle przy kadłubie bloku pędnego, lub też w samym kadłubie, aby uniknąć potrzeby dodatkowego smarowania.

Wysiłek konstruktorów ciągników zmierza do uzyskania możliwie najmniejszego promienia skrętu ciągnika.



Rys. 9. Zawieszenie pługa w ciągniku *Ferguson*.

Rama. Większość ciągników nie posiada ramy. Kadłuby mechanizmu napędowego i silnika, połączone ze sobą oraz odpowiednio wzmocnione i ukształtowane, spełniają w ciągniku rolę ramy, przenosząc wszystkie występujące siły i momenty.

W wielu ciągnikach amerykańskich stosowana jest konstrukcja półramowa. Do nośnego kadłuba sprzęgła i mechanizmu napędowego przymocowane są po bokach dwie podłużnice zakończone z przodu poprzeczką. Tworzą one rodzaj częściowej ramy, do której umocowane są: przód silnika, chłodnica i oś przednia. Konstrukcja ta ułatwia demontaż silnika w wypadku jego remontu, ponieważ nie wymaga odłączania przedniej osi. Można także wtedy stosować silnik z odejmowaną miską olejową, co ułatwia znacznie naprawy.

Napędy dodatkowe i urządzenie specjalne Nowoczesny ciągnik rolniczy zaopatrzony jest w mechanizmy umożliwiające napędzanie różnych maszyn rolniczych. Są to: napęd koła pasowego, wałek napędu żniwiarki-snopowiązałki lub t. p. maszyn, oraz napęd kosiarki belkowej.

Ciągniki rolnicze zaopatrzone są z tyłu w belkę pociągową dla mocowania narzędzi i maszyn rolniczych.

Ciągniki rolniczo-drogowe i drogowe posiadają resorowany hak do zamocowania dyszla przyczepki.

W ostatnim czasie niektóre z ciągników amerykańskich jak *Ford-Ferguson* stosują specjalny hydrauliczny system zamocowania pługa na ciągniku, zamiast oddzielnego pługa przyczepionego do haka. Pług mocuje się do kadłuba ciągnika za pośrednictwem układu dźwigni. (Rys. 9).

Dźwignie te są połączone z tłokiem poruszającym się w cylindrze, do którego tłoczy olej pod ciśnieniem specjalna pompa, napędzana przez silnik. Urządzenie to pozwala na mechaniczne podnoszenie i opuszczanie pługa. Specjalne zawory zabezpieczają automatycznie utrzymanie ciśnienia dowolnie wybranego przez obsługującego ciągnik. Zabezpiecza to z kolei utrzymanie stałej siły ciągnącej pług. W wypadku zmiany oporu pługa następuje przesunięcie się tłoka i pług automatycznie podnosi się lub opuszcza do czasu zrównania się sił. Na ziemiach dobrze utrzymanych, stawiających w obrębie danego pola mniej więcej równy opór, urządzenie to umożliwia z dostateczną dokładnością automatyczne utrzymywanie stałej głębokości orki. System ten daje duże korzyści przez zwiększenie dokładności i wydajności orki.

Stosowanie pługa, zamocowanego na ciągniku, wpływa na inny rozkład nacisków koła, niż przy sile działającej na haku.

W wypadku urządzenia **Fergusona** nie zachodzi odciążenie przedniej osi, zaś tylna oś jest dodatkowo dociążana przez składową pionową oporu pługa.

ŹRÓDŁA:

Bussien: — Automobiltechnisches Handbuch 1941 r.
Flücht: — Schlepper und Anbaugeräte 1942 r.
Autotraktornyj sprawocznik: tom IV — 1938 r.
Lwow: — Teorje Traktora 1946 r.
Katalogi ciągników amerykańskich i niemieckich.

O wykresach własności stopów dwuskładnikowych

Mgr *ZDZISŁAW GAJEWSKI*

Podstawowe rodzaje wykresów własności stopów dwuskładnikowych. Określenia i umowy. Przeliczanie. Własności addytywne i ich wykresy. Własności specyficzne i kolligatywne i ich wykresy. Własności molarne cząstkowe.

W podręcznikach metalograficznych często spotykamy wykresy przedstawiające pewną własność *W* stopu (np. temperaturę topienia, gęstość, oporność właściwą itd.) jako funkcję jego składu (stężenia). Wykresy te nazywać będę krótko *wykresami skład — własność*. Skład stopu — odcięta tych wykresów — jest wyrażany w:

procentach wagowych — % wag — p[1])
procentach objętościowych — % obj. — q[2])
procentach molowych — % mol — X

W artykule tym chciałbym wyjaśnić, jak zmienia się postać krzywej zależnie od wyboru pewnego sposobu wyrażania składu i racjonalność określonego wyboru odciętej tego wykresu. Z tym jest

1) Używa się również często niefortunnego terminu „procenty ciężarowe". Może najbardziej poprawna nazwa „procenty masowe" nie jest używana.

2) Z procentami objętościowymi spotykamy się w tej dziedzinie bardzo rzadko dlatego też dalej będę zajmował się nimi tylko nawiasowo.

związane zagadnienie przeliczania składu roztworu wyrażonego w procentach wagowych na molowe i odwrotnie [3]).

Określenia i umowy.

Mamy dane dwa składniki A i B (w stopach zwykle pierwiastki) tworzące stop AB. Ilość każdego z tych składników i stopu możemy wyrazić:

a) w jednostkach masy — gramach

$$m_A;\ m_B;\ m_A + m_B;$$

b) w jednostkach objętości — mililitrach

$$v_A;\ v_B;\ v_{AB}$$

c) w jednostkach chemicznych, tj. proporcjonalnych do liczby drobin - molach

$$\nu_A\ ;\ \nu_B\ ;\ \nu_A + \nu_B$$

ad b) przypomnę tu, że wskutek zmian objętościowych, objętych ogólnie nazwą kontrakcji, objętość stopu v_{AB} na ogół nie jest równą sumie objętości składników $v_A + v_B$.

ad c) w związku z definicją mola (gramodrobiny — w wypadku pierwiastków gramatomu) jako ilości gramów ciała równej ciężarowi drobinowemu M, ilość moli ciała o masie m będzie wynosić:

$$\nu_A = \frac{m_A}{M_A}\ ; \qquad \nu_B = \frac{m_B}{M_B} \qquad [1]$$

Np. 6 g wodoru (H_2 = 2) jest to 3 mole tego gazu; ta sama ilość 6 g węgla (C = 12) jest to 6/12 = = 0,5 mola węgla. Pamiętać należy, że mol każdego ciała ma jednakową ilość drobin, a mianowicie:

$$N = 6{,}0227\ .\ 10^{23}\ \text{mol}^{-1}$$

A więc wyrażając ilości ciał w molach łatwo możemy porównywać ich wzajemne ilości drobin. Np. chcąc przygotować stop żelazo — nikiel, tak by na dwa atomy niklu wypadał 1 atom żelaza, musimy wziąć ilości proporcjonalne:

$$\nu_{Fe} : \nu_{Ni} = \frac{1}{2}$$

czyli w gramach

$$\frac{m_{Fe}}{55{,}85} : \frac{m_{Ni}}{58{,}69} = \frac{1}{2} \quad \text{i ostatecznie } m_{Fe} : m_{Ni} = 0{,}476$$

Skład (stężenie) *stopu* wyrażamy stosunkiem:

$$\frac{\text{ilość składnika } A}{\text{ilość stopu } AB}$$

Przy czym o ile chodzi o wymienione na wstępie sposoby wyrażania składu, zarówno ilość składnika A, jak i stopu AB wyrażamy w jednakowych jednostkach miar ilości, otrzymując:

dla wypadku a) — ilości wyrażone w gramach

$$p_A = \frac{m_A}{m_A + m_B}\ .\ 100 \text{ — procent wagowy} \qquad [2]$$

$$\pi_A = \frac{m_A}{m_A + m_B} \text{ — udział wagowy} \qquad [2']$$

dla wypadku b) — ilości wyrażone w mililitrach

$$q_A = \frac{v_A}{v_{AB}}\ .\ 100 \text{ — procent objętościowy} \qquad [3]$$

$$Q_A = \frac{v_A}{v_{AB}} \text{ — udział objętościowy} \qquad [3']$$

dla wypadku c) — ilości wyrażonych w molach

$$X_A = \frac{\nu_A}{\nu_A + \nu_B}\ .\ 100 \text{ — procent molowy} \qquad [4]$$

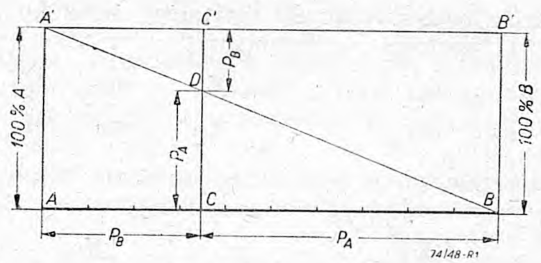
$$N_A = \frac{\nu_A}{\nu_A + \nu_B} \text{ — ułamek (udział) molowy.} \qquad [4']$$

Nie zajmując się w dalszym ciągu tzw. udziałami, stosunkowo rzadko stosowanymi w interesującej nas dziedzinie, tj. metalurgii, zwrócę uwagę, że dla procentów wagowego i molowego mamy prostą zależność między liczbami procentowymi obu składników, a mianowicie:

$$p_A + p_B = 100 \quad \text{i} \quad X_A + X_B = 100 \qquad [5]$$

co łatwo jest udowodnić np.

$$p_A + p_B = \frac{m_A}{m_A + m_B} \cdot 100 + \frac{m_B}{m_A + m_B} \cdot 100 =$$
$$= 100\ \frac{m_A + m_B}{m_A + m_B} = 100$$



Rys. 1. Zasada wyznaczenia na wykresach procentowego składu stopów.

Próba udowodnienia podobnej zależności dla q_A + q_B doprowadza do ułamka

$$\frac{v_A + v_B}{v_{AB}} =/= 1$$

Równania [5] wykorzystujemy odczytując skład stopu na osi odciętych wykresu skład — własność. Odcinek AB (rys. 1) dzielimy na 100 części; punkt A odpowiada czystemu (100%) składnikowi A, punkt B podobnież składnikowi B. W dowolnym punkcie C wówczas:

długość AC wyraża liczbę procentową p_B
długość CB wyraża liczbę procentową p_A

Uzasadnimy to wystawiając w punktach A i B rzędne, a A' i B' przedstawiające 100% udział A (bądź B) w stopie, a więc $AA' = BB'$. Zmianę wartości procentowej A przedstawia wówczas odcinek $A'B$ tak, że w punkcie C zaznaczone odcinki p_A

[3]) O innych sposobach wyrażania stężenia roztworów dwuskładnikowych i przeliczenia patrz Przegląd Chemiczny (1947) V p. 175.

i p_B ($p_B = 100 - p_A$) wyrażają procent poszczególnych skadników w tym punkcie. Z podobieństwa △ A' DC' i △ CBD mamy:

$$p_A : p_B = CB : A'C' = CB : AC$$

czyli, że zmiany CB są proporcjonalne do zmian p_A; zmiany zaś AC do zmian p_B. Więc te dwa odcinki jednoznacznie pozwolą określić bez konieczności konstrukcji rzędnej skład procentowy (wagowy bądź molowy) stopu. Jednocześnie jest oczywistym, że dla procentów objętościowych, ponieważ $q_A + q_B \neq 100$ i nawet jest funkcją składu, oś procentowa do wyrażenia takiego składu stopu nie nadaje się.

Przeliczenie.

Mając zatem możność wyrazić skład tego samego stopu paroma sposobami, z których najczęściej spotykamy się z procentami wagowymi i molowymi, z kolei zajmiemy się zagadnieniem przeliczania[4]). W tym celu weźmiemy równania [2] i [4] definiujące te procenty.

Z równania [5] otrzymujemy:

$$p_B = \frac{m_B}{m_A + m_B} \cdot 100 \quad ; \quad X_B = \frac{\nu}{\nu_A + \nu_B} \cdot 100$$

Dzieląc odpowiednie równania stronami otrzymujemy:

$$\frac{p_A}{p_B} = \frac{m_A}{m_B} \quad ; \quad \frac{X_A}{X_B} = \frac{\nu_A}{\nu_B}$$

Wreszcie podstawiając do ostatniego stosunku definicję [1] wartości ν otrzymamy:

$$\frac{p_A}{p_B} = \frac{m_A}{m_B} \quad ; \quad \frac{X_A}{X_B} = \frac{m_A}{m_B} \cdot \frac{M_B}{M_A}$$

I ostatecznie biorąc pod uwagę równania [5] po prostych przekształceniach otrzymujemy:

$$\frac{X_A}{100 - X_A} = \frac{p_A}{100 - p_A} \cdot \frac{M_B}{M_A} \qquad [6]$$

Celem znalezienia równań przeliczających dla procentów objętościowych musimy nadto wziąć pod uwagę zależności $v_A = m_A/\delta_A$ itp. (δ — gęstość ciała). Ostatecznie wyprowadzone tożsamości zestawia Tablica I.

Praktycznie przy przeliczaniu z procentów wagowych na molowe posiłkujemy się wzorem [6] w postaci:

$$lg \frac{X_A}{100 - X_A} = lg \frac{p_A}{100 - p_A} + lg \frac{M_B}{M_A} \qquad [6']$$

$$lg \frac{p_A}{100 - p_A} = lg \frac{X_A}{100 - X_A} - lg \frac{M_B}{M_A}$$

a więc obliczając (*Smith*) tablice wartości $lg \frac{a}{100 - a}$ oraz dla metali tablicę $lg \frac{M_B}{M_A}$ (bądź obliczając te wartości wg tablic ciężarów atomowych), możemy wykonać te przeliczenia[5]).

Przy przeliczeniach dla jednego stopu *Marsh* wskazuje na praktyczność zbudowania wykresu poprawek:

$$\Delta pX = X_A - p_A \quad i \quad \Delta Xp = p_A - X_A \qquad [7]$$

jakie musimy dodać do wartości p_A (bądź odpowiednio X_A), by otrzymać wartość X_A tj. skład wyrażony w procentach molowych (bądź odpowiednio p_A). A więc znając p_A obliczamy biorąc pod uwagę tożsamości zestawione powyżej w tablicy:

$$\Delta pX = \frac{100\, p_A M_B}{p_A M_B + p_B M_A} - p_A = \frac{p_A \cdot (100 - p_A)(M_B - M_A)}{p_A M_B + (100 - p_A) M_A}$$

oraz podobnie:

$$\Delta Xp = 100 \frac{X_A M_A}{X_A M_A + X_B M_B} - X_A = \frac{X_A (100 - X_A)(M_A - M_B)}{X_A M_A + (100 - X_A) M_B}$$

Tablica I.

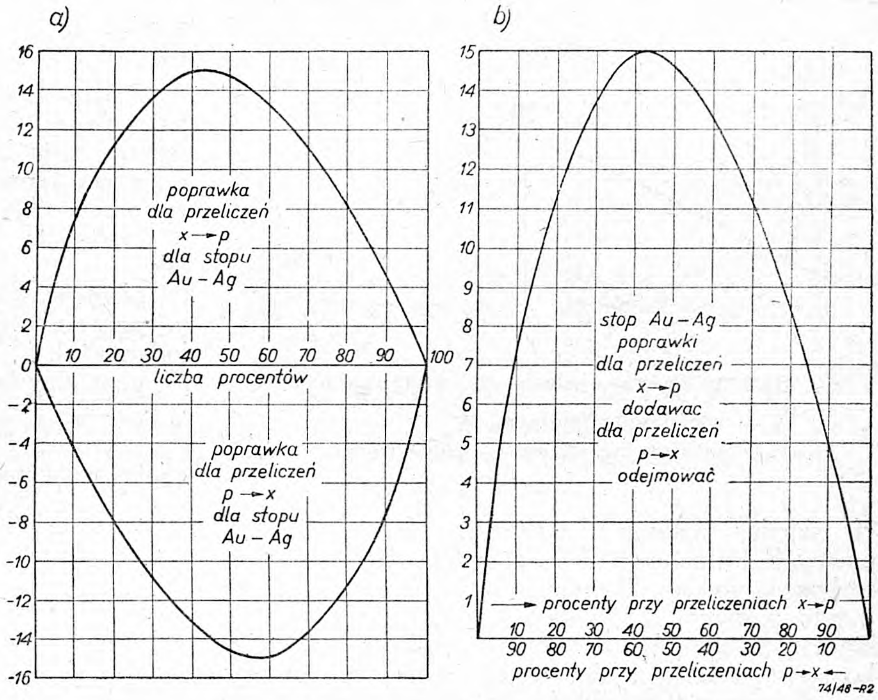
Tożsamości do przeliczania różnych procentowych składów.

PROCENTY		
wagowy	objętościowy	molowy
p_A	$q_A \frac{\delta_A}{\delta_{AB}}$	$\frac{100\, X_A M_A}{X_B M_B + X_A M_A}$
$p_A \frac{\delta_{AB}}{\delta_A}$	q_A	$\frac{100\, X_A M_A}{X_A M_A + X_B M_B} \frac{\delta_{AB}}{\delta_A}$
$\frac{100\, p_A M_B}{p_A M_B + p_B M_A}$	$\frac{100\, q_A M_B \delta_A}{(100\, \delta_{AB} - q_A \delta_A) M_A + q_A \delta_A M_B}$	X_A

4) O przeliczeniach różnych sposobów wyrażania stężenia patrz cytowany wyżej artykuł w Przeglądzie Chemicznym.

5) Patrz np. *Agejew i Szojchet:* Tiermiczeskij analiz mietałłow i spławow. Leningrad 1936. p. 17 i nast.

Oczywiście dla tej samej liczby procentowej, np. 30% poprawki te nie będą jednakowe, gdyż wartości ich zależeć będą czy te 30% oznaczają procenty wagowe czy molowe. Symetryczne jest w poby otrzymać jeden wykres, lecz o przeciwnie stopniowanej osi procentowej i ze zwróceniem uwagi na konieczność zmiany znaku przy przeliczeniu $p \rightarrow X$ (w wypadku gdy $n > 1$).



Rys. 2. Wykresy poprawek do przeliczania procentów wagowych i molowych

a – oddzielne wykresy dla Δ pX i Δ Xp

b – wspólny wykres dla Δ a X

prawce dodanie do logarytmów (patrz równ. [6]), a nie do wartości p bądź X. I tu spotyka się częsty błąd, np. w cytowanym podręczniku *Agejewa i Szojcheta* p. 26. Ani poprawka nie ma ekstremalnej wartości przy 50%, ani nie jest symetryczną[6]). Oczywiście w zrozumieniu równania [7] jak niżej

$$\Delta pX = X - 30 \qquad \Delta Xp = 30 - p$$

Zadawszy sobie trud obliczenia poprawek ΔpX i ΔXp dla kilku punktów, np. co 10% przy odpowiednim powiększeniu rysunku możemy za pomocą niego przeliczać nawet z dokładnością do 0,01%.

Np. dla stopów złoto — srebro (Au — Ag) mając Au = 197,2; Ag = 107,88, wg wyników obliczeń możemy opracować wykresy podane na rys. 2.

Przy obliczeniach najprościej jest początkowo znaleźć wartość $M_A : M_B = n$ $(M_{Au} : M_{Ag} = 1{,}822)$ i stąd znajdujemy po prostych przekształceniach.

$$\Delta p\ X = \frac{p\ (100 - p)\ (1 - n)}{p + (100 - p)\ n}$$

$$\text{i } \Delta\ Xp = \frac{(100 - X)\ (n - 1)}{Xn + (100 - X)}$$

obliczając otrzymamy 2 krzywe jak na rys. 2a. Bardziej zwarty rysunek otrzymamy zwróciwszy uwagę na symetrię tych krzywych względem punktu (50; 0), co zresztą łatwo można udowodnić dla dowolnej liczby procentowej ($X = a$; $p = a$) w postaci

$$\Delta\, aX = -\Delta\, (100 - a)\ p \qquad [8]$$

[6]) Nie mając oryginału pracy *Marsha* nie wiem, kogo obarczyć odpowiedzialnością za ten błąd.

Własności ciał.

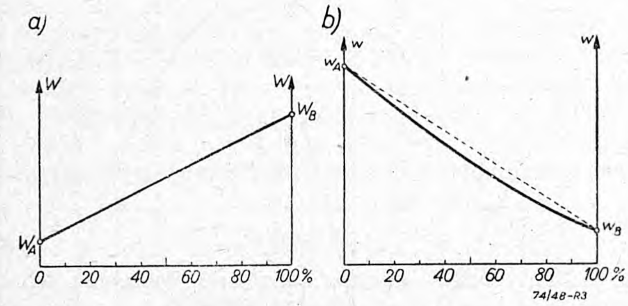
W analizie fizyko-chemicznej mierzymy zależnie od zastosowanej metody jedną z różnych własności stopu. Przedstawiając zmiany tej własności na wykresie skład — własność z otrzymanego obrazu geometrycznego wnioskujemy o zmianach wewnętrznych budowy stopu. Nie jest moim celem omówienie tu metod wykorzystania odszyfrowania obrazu geometrycznego, chcę tu tylko zwrócić uwagę, że z równoległości zmian geometrycznych i chemicznych powinna wynikać większa staranność w odpowiednim doborze odciętej wyrażającej skład, gdyż dobór ten nie jest bez wpływu na kształt krzywej własności.

Nawet ograniczając się tylko do formalnych metod przeliczeniowych, musimy uprzytomnić sobie, że podstawową myślą bodajże najczęściej stosowanej metody jest wprowadzenie pojęcia roztworu idealnego [7]), w którym to roztworze pewne własności składników zachowują swą wielkość i w stopie, a więc przy odpowiednio dobranym wyrażeniu składu, krzywa tej własności powinna się zmieniać liniowo. Mówimy wówczas o *addytywności* badanej własności. W stopach rzeczywistych, wskutek tworzenia się związków chemicznych, oddziaływań sił międzycząsteczkowych itd. zawsze występują większe lub mniejsze odstępstwa od addytywności, które ogólnie przypisujemy wpływom budowy (*wpływom konstytucyjnym*). Celem badań jest właśnie stwierdzenie, jakie czynniki i w jakim stopniu powodują te odchylenia od addytywności, czyli tłumacząc na język

[7]) *Nernst* Lehrbuch der teoretischen Chemie. 5 Auf. p. 155. 1907.

geometryczny, od linii prostej. I stąd właśnie dla naszego formalnego ujęcia wynika znaczenie tej linii.

Wykracza również poza ramy naszego tematu analiza poszczególnych własności ciał i wpływów konstytucyjnych na zmiany ich wielkości jako funk-



Rys. 3. Wykresy własności addytywnych:

a — własności addytywne W_s

b — odwrotność własności addytywnej $w_s = \frac{1}{W_s}$

cji składu roztworu. Ograniczę się tu tylko do pewnych formalnych definicji własności, mających wpływ na wykres. Sformalizowanie to wydaje mi się o tyle celowym, że unikam w ten sposób podłoża hipotetycznego, które przy wyjaśnieniu wpływów konstytucyjnych decydować będzie nieraz o przyjęciu odpowiedniej osi składu, np. rozpatrując roztwory rozcieńczone, by wykorzystać ich analogię do gazu (prawa ciśnienia osmotycznego a prawa gazowe), gdy pomijamy wpływ rozpuszczalnika na zachowanie się roztworu, wygodnie jest traktować go wówczas jako pojemność pewnego naczynia, w którym poruszają się drobiny ciała rozpuszczonego — „gazu", a więc stężenie tego „gazu" odnosić do objętości roztworu (czy też rozpuszczalnika). I właśnie tej hipotetycznej strony zagadnienia chcę tu uniknąć, a przez to ograniczam temat.

Według definicji poszczególnych własności możemy wyróżnić takie ich pary, których wartości są odwrotnościami np.:

gęstość — objętość właściwa,

oporność — przewodność właściwa itd.

Niech jedna z takich par przy wyrażeniu składu w pewnych procentach (nie przesądzam tu wagowych czy molowych — a więc oznaczam skład ogólnie pewną liczbą *k%*) będzie addytywna, tj. spełnia równanie

$$W_s = W_A \cdot \frac{k_A}{100} + W_B \cdot \frac{100-k_A}{100}$$

w którym oznaczono

W_s — wartość własności W dla stopu k — procentowego

W_A — wartość własności W dla składnika A

W_B — wartość własności W dla składnika B

Jeżeli pomiędzy wartością W a w małe istnieje zależność

$$W = \frac{1}{w} \qquad [9]$$

to podstawiając do uprzedniego równania otrzymamy po prostych przekształceniach

$$w_s = \frac{100\ w_A \cdot w_B}{k\ w_B + (100-k)\ w_A}$$

a więc na tej samej osi składu krzywa odwrotnej własności w_s będzie hiperbolą.

Dlatego też patrzę z pewnym niedowierzaniem na wykresy skład — gęstość, które dla pewnych stopów mają być jakoby linią prostą, podczas gdy podstawy teoretyczne przemawiają raczej za addytywnością objętości właściwej.

Następnie wyróżnić możemy własności takie, jak:

objętość właściwa — objętość molowa,

przewodność właściwa — przewodnictwo molekularne itd.

pomiędzy którymi istnieje zależność

$$[W_A] = W_A \cdot M_A \qquad [10]$$

gdzie oznaczono

W_A — wartość własności W dla ciała A

M_A — ciężar drobinowy (bądź atomowy) ciała A

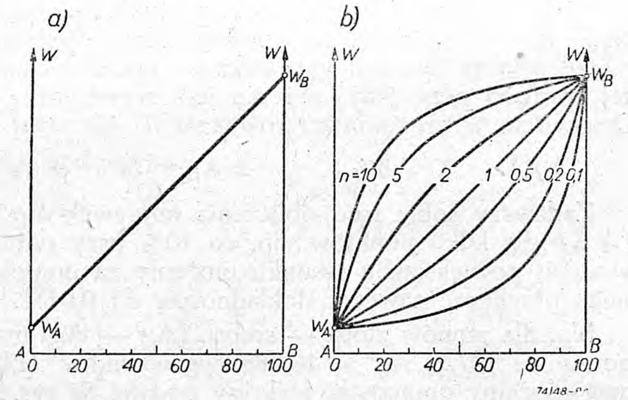
$[W_A]$ — wartość własności molarnej W ciała A.

Timmermans [8]) nazywa:

W — własnością specyficzną (właściwą).

$[W]$ — własnością koligatywną

i tych terminów nadal będę używał.



Rys. 4. Własności addytywnej własności specyficznej:

a — w funkcji procentów wagowych,

b — w funkcji procentów molowych.

Można udowodnić, że gdy własność specyficzna W_s stopu zmienia się addytywnie w funkcji składu wyrażonego w procentach wagowych.

$$W_s = W_A \frac{p_A}{100} + W_B \frac{100-p_A}{100} \qquad [11]$$

to odpowiednia własność koligatywna $[W_s]$ zmieniać się będzie również liniowo, lecz w funkcji składu wyrażonego w procentach molowych.

$$\left[W_s\right] = \left[W_A\right] \frac{X_A}{100} + \left[W_B\right] \cdot \frac{100-X_A}{100} \qquad [12]$$

8) *J. Timmermans.* Les solutions concentrées Paris. Masson 1936.

W tym celu w równaniu [11] podstawmy tożsamość z tablicy I.

$$p_A = \frac{100 X_A M_A}{X_A M_A + X_B M_B}$$

otrzymując

$$W_s = \frac{W_A}{100} \cdot \frac{100 X_A M_A}{X_A M_A + (100 - X_A) M_B} +$$

$$+ \frac{W_B}{100} \cdot \left[100 - \frac{100 X_A M_A}{X_A M_A + 100 - X_A) M_B} \right]$$

i po redukcjach

$$W_s [X_A M_A + (100 - X_A) M_B] = W_A X_A M_A + $$
$$+ W_B . (100 - X_A) M_B$$

I teraz gdy podstawiamy zależności wynikające z równania [10] zwróciwszy uwagę, że własność koligatywna mieszaniny zależy od średniego ciężaru cząsteczkowego (tj. proporcjonalnego do udziałów molowych poszczególnych składników), to otrzymujemy

$$\frac{[W]100}{X_A M_A + X_B M_B}(X_A M_A + X_B M_B) =$$
$$= \frac{[W_A]}{M_A} \cdot X_A M_A + \frac{[W_B]}{M_B} . (100 - X_A) M_B$$

i ostatecznie

$$\left[W_s \right] = \left[W_A \right] \frac{X_A}{100} + \left[W_B \right] . \frac{100 - X_A}{100}$$

tj. równanie [12].

Z tego wynika oczywisty wniosek, że powinniśmy stosować wykresy o osiach:

procenty wagowe — własność specyficzna,

procenty molowe — własność koligatywna,

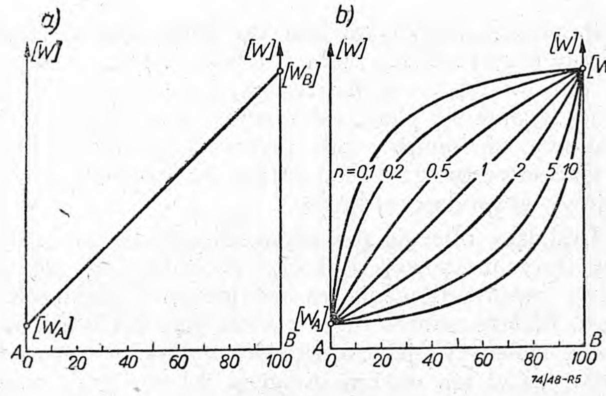
bo wówczas krzywizna linii własności zależną jest tylko od czynników konstytucyjnych [9]).

W wypadku zaś zastosowania współrzędnych: procenty molowe X — własność specyficzna W gdy na poprawnie zastosowanych osiach (p, W) mieliśmy linię prostą, to wyraźna ta addytywność ulegnie zniekształceniu i to tym większemu, im bardziej różni się stosunek $n = M_A : M_B$. ciężarów drobinowych składników od jedności (rys. 4).

Rysunek 5 zaś przedstawia zniekształcenia addytywności w wypadku zastosowania osi, procenty wagowe p — własność koligatywna $[W]$.

[9]) Celowym jest sprawdzenie, czy własność odwrotna do zastosowanej nie przebiega bardziej proporcjonalnie do stężenia. Stosowanie podwójnej osi składu jak np. *W. Broniewski* „Zasady Metalografji" Lwów 1921, w świetle tych wywodów mija się zupełnie z celem. Jedna z tych osi nierównomierna nie zmieniając kształtu krzywej nic nowego do badania nie wnosi.

Oczywiście pomiędzy tymi wykresami istnieje całkowita symetria. Należy jednak zwrócić uwagę, że przy tej samej wartości n jeżeli na rysunku 4 mamy „odchylenia" dodatnie, to na rysunku 5 wystąpią ujemne. Przy wartości $n = 1$ tj. gdy ciężary



Rys. 5. Wykresy addytywnej własności koligatywnej:
a — w funkcji procentów molowych.
b — w funkcji procentów wagowych.

drobinowe obu składników są równe, zniekształceń pierwotnej prostej nie ma, dlatego też przy interpretacji wykresów stopów typu np. żelazo — nikiel, tj. gdy n nie wiele się różni od jedności należy zachować szczególną ostrożność i dokładność pomiarów.

Wielkości molarne cząstkowe.

Wreszcie na zakończenie chciałbym wspomnieć o tzw. wielkościach molarnych cząstkowych *(parcjalnych)*, wprowadzonych w fizyko - chemii przez *Lewisa*[10]), a które w badaniach metalograficznych o ile mi wiadomo dotychczas nie były stosowane. Ogólnie stwierdzić należy, że przy badaniach odchyleń od addytywności własności specyficzne wykazują zależności daleko trudniejsze do interpretacji niż wielkości molarne. *Lewis* podkreśla, że z punktu widzenia termodynamiki wielkości molarne cząstkowe, definiowane równaniem

$$\left| \overline{W}_A \right| = \frac{d\,[W_s]}{dn_1}$$

mają to samo znaczenie dla roztworu, co wielkości molarne dla czystego składnika.

Niektórzy autorzy zamiast powyższych wielkości cząstkowych wprowadzają wielkości pozorne molarne określone równaniem

$$\varphi_A = \frac{[W_s] - n_B [W_B]}{n_A}$$

które są w stosunku do cząstkowych, jak skończone przyrosty do odpowiednich pochodnych.

[10]) *G. N. Lewis i M. Randall.* Chimiczeskaja tiermodinamika. Leningrad 1936.

DZIAŁ ODLEWNICZY

Organizacja i planowanie pracy w odlewni

Inż. PLATON JANUSZEWICZ

Przemysł odlewniczy ma do spełnienia wielkie zadanie przy realizacji planu 3-letniego. Jeszcze większa odpowiedzialność będzie na nim ciążyć w trakcie rozwijania się planu 6-letniego. Jest to przemysł kluczowy, obsługujący cały przemysł metalowy, który, jako inwestycyjny, decyduje o realizacji planu odbudowy gospodarczej kraju.

Istniejący obecnie przemysł odlewniczy nie zdoła przy dotychczasowej zdolności produkcyjnej pokryć całego zapotrzebowania, wynikającego z planu 6-letniego. Należy wobec tego, nie mówiąc już o rozbudowie, zwiększyć jak najbardziej wydajność naszych odlewni. Cel ten można osiągnąć jedynie przy należytej organizacji i planowaniu pracy.

1. Klasyfikacja odlewni.

Zanim jednak przejdziemy do omówienia właściwego tematu, należy zapoznać się ze szczegółową klasyfikacją odlewni, gdyż organizacja i planowanie pracy oraz metody transportowe w poszczególnych odlewniach są zależne:

a) od gałęzi obsługiwanego przemysłu,
b) od rodzaju stosowanego metalu,
c) od wysokości rocznej produkcji,
d) od wagi jednostkowej wykonywanych odlewów,
e) od stopnia trudności wykonania i odpowiedzialności odlewów,
f) od charakteru produkcji (jednostkowa, seryjna, masowa).

Szczegółowa klasyfikacja została opracowana przez *prof. Fantałowa*, którą poniżej podaję.

Klasyfikacja odlewni według obsługiwanego przemysłu:

I klasa: Odlewnie obsługujące lekki przemysł maszynowy (maszyny do pisania, liczniki, radiatory, żeliwo ciągliwe itp.). Charakter produkcji masowy, względnie w dużych seriach. Maksymalna waga jednostkowa odlewu 100 kG.

II klasa: Odlewnie, obsługujące średni przemysł maszynowy (maszyny rolnicze, włókiennicze, wagony, odlewy z żeliwa ciągliwego). Charakter produkcji w dużych i średnich ilościach. Maksymalna waga jednostkowa 1000 kG, przeciętna 100 kG.

III klasa: Odlewnie, obsługujące wielki przemysł maszynowy (pompy, kompresory, średnie obrabiarki itp.). Charakter produkcji seryjny. Maksymalna waga jednostkowa 5000 kG, przeciętna 500 kG.

IV klasa: Odlewnie obsługujące ciężki przemysł maszynowy (duże obrabiarki, młoty, prasy, turbiny, duże kompresory itp.). Charakter produkcji — przeważnie małe serie. Maksymalna waga jednostkowa 15000 kG, przeciętna 500 — 2000 kG.

V klasa: Odlewnie obsługujące najcięższy przemysł maszynowy (klatki walcownicze, duże turbiny wodne, szaboty, koła zamachowe, prasy itp.). Charakter produkcji indywidualny. Maksymalna waga jednostkowa kilkadziesiąt ton, przeciętna 2000 — 10000 kG.

Oprócz wyżej podanych są odlewnie, obsługujące kilka przemysłów i mające produkcję mieszaną co do wagi, charakteru i gatunku odlewów. Im bardziej różnorodny i mieszany jest charakter produkcji odlewni, tym trudniej jest rozwiązać sprawę właściwej organizacji pracy i trudności te wzrastają wraz ze wzrostem zdolności produkcyjnej odlewni.

Klasyfikacja według rodzaju metali

1) odlewnie staliwa:
   stale węglowe,
   stale specjalne — stopowe,
2) odlewnie żeliwa szarego:
   żeliwo maszynowe,
   żeliwo specjalne — stopowe,
3) odlewnie żeliwa ciągliwego:
   żeliwo europejskie o rdzeniu białym,
   żeliwo amerykańskie o rdzeniu szarym,
4) odlewnie metali kolorowych:
   metale ciężkie,
   metale lekkie,
   odlewy pod ciśnieniem.

Klasyfikacja według wysokości rocznej produkcji i wagi jednostkowej odlewów

Wysokość produkcji wywiera zasadniczy wpływ na metody i na organizację pracy w odlewni. Im większa jest roczna produkcja, tym bardziej intensywne metody pracy są stosowane. Stopień zmechanizowania odlewni zależy również od wielkości produkcji. Odlewnie nawet o charakterze masowej produkcji, ale małej rocznej wydajności, są zmechanizowane tylko częściowo, a to ze względu na duży koszt inwestycji i długi okres amortyzacji (patrz Tabl. I).

Kategorie wagowe wykonywanych odlewów mają zasadniczy wpływ na wyposażenie odlewni i na metody pracy, dlatego też klasyfikacja według powyższej charakterystyki jest sprawą bardzo ważną. Całoroczna produkcja odlewni dzieli się na kategorie wagowe z podaniem ilości sztuk, wagi ogólnej i stosunku procentowego do całości. Oprócz tego podaje się minimalną i maksymalną wagę jednostkową odlewów, oraz przeciętną wagę w danej grupie i całości. Odlewnie są podzielone według kategorii wagowych na pięć grup.

1) Grupa pierwsza — odlewnie małych odlewów z przeważającą wagą jednostkową odlewów w granicach 10 kG i maksymalną wagą 50 do 100 kG/szt.

2) Grupa druga — odlewnie średnich odlewów z przeważającą wagą jednostkową odlewów w granicach do 100 kG i maksymalną wagą 800 do 1000 kG/szt.

3) Grupa trzecia — odlewnie dużych odlewów z przeważającą wagą jednostkową do 500 kG i maksymalną wagą 5000 kG/szt.

TABELA I.

Klasyfikacja odlewni według wysokości rocznej produkcji.

Klasa	Charakterystyka odlewni według przeciętnej wagi odlewów	Grupa odlewni: pierwsza mała produkcja	druga średnia produkcja	trzecia duża produkcja
		norma produkcji w tonach		
I	Odlewnie drobnych odlewów. Maksymalna waga jednostkowa 100 kG	500 — 2000	2000 — 6000	ponad 6000
II	Odlewnie średnich odlewów. Maksymalna waga jednostkowa 1000 kG	600 — 3000	3000 — 9000	ponad 9000
III	Odlewnie dużych odlewów. Maksymalna waga jednostkowa 5000 kG	1500 — 4000	4000 — 10000	ponad 10000
IV	Odlewnie ciężkich odlewów. Maksymalna waga jednostkowa 15000 kG	4000 — 6000	6000 — 12000	ponad 12000
V	Odlewnie największych odlewów. Maksymalna waga jednostkowa ponad 15000 kG	5000 — 8000	8000 — 15000	ponad 15000

4) Grupa czwarta — odlewnie ciężkich odlewów z przeważającą wagą jednostkową 100 do 2000 kG i maksymalną 15000 kG/szt.

5) Grupa piąta — odlewnie najcięższych odlewów z przeważającą wagą jednostkową 2000 do 10000 kG/szt. i maksymalną wagą 50 t/szt. i wyżej.

Dla każdej z wymienionych grup odlewni istnieje indywidualne rozbicie wytwórczości na kategorie wagowe, które są ujęte w Tabeli II.

Klasyfikacja odlewni według trudności wykonania i odpowiedzialności odlewów.

Klasyfikacja musi być również oparta na stopniu trudności wykonania odlewów, gdyż kształt odlewanych części i ilość stosowanych rdzeni wpływają w dużym stopniu na sposób i organizację pracy, oraz na wyposażenie odlewni. I tak np. lekkie i cienkościenne oraz przestrzenne, duże objętościowe odlewy skomplikowanego kształtu wymagają dużych skrzynek formierskich i dużej ilości masy formierskiej na tonę gotowego odlewu, co z kolei wymaga o wiele większej powierzchni formierni (większe budynki) niż przy prostych i grubościennych odlewach.

Ze wzrastającą trudnością wykonania odlewów i ilością stosowanych rdzeni punkt ciężkości przenosi się stopniowo z formierni na rdzeniarnię, co się wyraża wzrastającym stosunkiem procentowym powierzchni rdzeniarni do powierzchni odlewni.

Trudności wykonania i odpowiedzialność odlewów rozstrzygają o wyborze metody pracy (odlewania na wilgotno, czy też do form suszonych). Przy formowaniu na wilgotno operacje technologiczne i transportowe są uproszczone.

Odlewanie można rozbić na trzy grupy według trudności wykonania:

I grupa. Odlewy proste i mało odpowiedzialne. Są to odlewy o prostych kształtach geometrycznych, o powierzchniach płaskich, względnie lekko wypukłych. Modele nie są dzielone (najwyżej w jednej płaszczyźnie). Ilość rdzeni ograniczona (najwyżej 4), łatwych do ustawienia w formie. Zużycie masy rdzeniowej na 1 tonę produkcji ok. 0,3 m^3. Obróbka mechaniczna tylko jednej płaszczyzny względnie dwóch, ustawionych względem siebie pod kątem prostym. Wymagania stawiane odlewom z punktu widzenia własności mechanicznych nie wysokie. Formy są zalewane zwykłym metalem, na przykład dla żeliwa: klasa żl. 14. Większość odlewów wykonuje się na wilgotno. Przykłady: płyty, ruszty, klocki hamulcowe, armatura piecowa, proste odlewy maszynowe itp.

II grupa. Odlewy maszynowe średnio-trudne. Są to odlewy o bardziej skomplikowanych kształtach geometrycznych z wieloma krzywiznami, z rozmaitymi wgłębieniami i występami, lecz bez żeber. Większość modeli z jedną, a najwyżej dwoma płaszczyznami podziałowymi i częściami odejmowanymi. Stosowane są również wzorniki do prostych brył obrotowych. Ilość haków i podpórek najwyżej 50 szt. na 1 m^2 powierzchni. Zużycie masy rdzeniowej w granicach 0,3 — 0,5 m^3 na 1 t produkcji. Powierzchni obrabianych kilka. Własności mechaniczne odlewów podwyższone dla żeliwa: klasa żl. 18, — żl. 22. 30% — 50% odlewów wykonuje się w formach suszonych. Przykłady: części urządzeń transportowych i dźwigów, bębny, osłony ślimacznic, pokrywy cylindrów parowozowych, ramy kompresorów, proste obrabiarki itp.

III grupa. Odpowiedzialne i skomplikowane odlewy. Są to odlewy o bardzo skomplikowanych kształtach geometrycznych z wieloma wygięciami i wewnętrznymi płaszczyznami, z wystającymi żebrami. Modele z dwoma lub więcej płaszczyznami podziałowymi. Duża ilość rdzeni o skomplikowanych kształtach, montowanych w zespołach trudnych do ustawienia. Zużycie masy rdzeniowej 0,7 — 1,3 m^3 na 1 t produkcji. Ilość haków i podpórek ponad 50 na 1 m^2 powierzchni. Odlewy obrabiane przeważnie ze wszystkich stron. Od większości odlewów wymagana jest wytrzymałość na ciśnienie. Do tej grupy będą należeć również odlewy ognio-, kwaso- i ługo-odporne i z żeliwa stopowego. Właściwości mechaniczne odlewów — wysokie; dla żeliwa klasa — żl 26 i żl 30. 90% odlewów wy-

konuje się na sucho. Częste stosowanie wzorników, formowanie w glinie (duże odlewy). Przy cienkościennych odlewach objętościowych szerokie stosowanie kokilek-ochładzalników itp. Przykłady: kadłuby silników samochodowych, cylindry parowozowe, korpusy kompresorów, turbiny parowe i wodne, skomplikowane części obrabiarek itp.

Klasyfikacja odlewów według charakteru produkcji.

Charakter produkcji wywiera również przemożny wpływ na organizację i metody pracy, na wyposażenie i na system transportu wewnętrznego odlewni.

Produkcja odlewni może mieć następujący charakter:

1) indywidualny (jednostkowy),
2) drobno-seryjny,
3) wielko-seryjny,
4) masowy.

1) Produkcja jednostkowa charakteryzuje się wielką ilością nazw wykonywanych odlewów (nomenklatura odlewów obejmuje ponad 500 nazw). Maksymalna ilość dużych i skomplikowanych odlewów, wykonywanych w ciągu roku z jednego modelu, nie przekracza 30, dla odlewów średnich 100 sztuk, a dla odlewów drobnych 200 szt.

2) Produkcja drobnoseryjna. Przy produkcji drobnoseryjnej ilość nazw wykonywanych odlewów mieści się w granicach od 300 do 500. Z jednego modelu wykonuje się w ciągu roku przeciętnie odlewów dużych 30 — 100 sztuk, odlewów średnich 100 — 500 sztuk i drobnych 200 — 1000 sztuk.

3) Produkcja wielkoseryjna. Przy produkcji wielkoseryjnej ilość nazw wykonywanych odlewów mieści się w granicach 100 do 300. Z jednego modelu wykonuje się w ciągu roku przeciętnie odlewów dużych 100 do 1000 sztuk, odlewów średnich 500 — 5000 sztuk i drobnych 1000 — 20000 sztuk.

4) Produkcja masowa. Przy produkcji masowej nomenklatura wykonywanych odlewów jest ograniczona i obejmuje najwyżej 100 nazw, przy czym z jednego modelu wykonuje się w ciągu roku przeciętnie odlewów średnich 5000 sztuk, drobnych ponad 20000 sztuk. Odlewy duże rzadko kiedy są przedmiotem masowej produkcji.

Odlewnie z indywidualnym charakterem produkcji nie są wyposażone w maszyny formierskie, ani nie są zmechanizowane. Praca jest przeważnie ręczna a transport wewnętrzny jest rozwiązany przy pomocy kranów, suwnic, kolejek wiszących i wąskotorowych wózków. Są to odlewnie starego typu.

TABELA II.

Nr grupy	1	2	3	4	5
Charakterystyka grupy	Odlewnie drobnych odlewów	Odlewnie średnich odlewów	Odlewnie dużych odlewów	Odlewnie ciężkich odlewów	Odlewnie najcięższych odlewów
Waga jednostkowa odlewów	0 — 10	10 — 100	50 — 500	500 — 2000	2000 — 5000
Maksymalna waga jednostkowa odlewów	100	1000	5000	15000	ponad 15000
Rozbicie produkcji na kategorje wagowe. w kG					
I	0 — 1	0 — 5	0 — 10	0 — 50	0 — 100
II	1 — 2	5 — 10	10 — 30	50 — 100	100 — 500
III	2 — 5	10 — 30	30 — 50	100 — 250	500 — 2000
IV	5 — 10	30 — 50	50 — 100	250 — 500	2000 — 5000
V	10 — 30	50 — 100	100 — 250	500 — 2000	5000 — 10000
VI	30 — 50	100 — 250	250 — 500	2000 — 5000	10000 — 25000
VII	50 — 100	250 — 500	500 — 2000	5000 — 10000	25000 — 50000
VIII	ponad 100	ponad 500	2000 — 5000	10000 — 15000	ponad 50000

TABLICA III.
Odlewnie drobnych odlewów (maksymalna waga jednostkowa do 100 kG).

Gałęzie przemysłu		Aparaty pomiarowe, maszyny do pisania i szycia, elektroarmatura, motocykle, małe samochody, radiatory, odlewy piecowe, sanitaria, drobna armatura, żeliwo ciągliwe, odlewy kolorowe.		
Kategorie wagowe.		0 — 1 kG 5 — 8%, 1 — 2 kG 8 — 10%, 2 — 5 kG 17 — 20%, 5 — 10 kG 15 — 20%, 10 — 30 kG 20 — 30%, 30 — 50 kG 25 — 30%, 50 — 100 kG 10 — 15%		
Nomenklatura i charakter produkcji.		Nomenklatura ograniczona, najwyżej 150 nazw. Produkcja seryjna 1000 do 5000 odlewów rocznie z jednego modelu. Produkcja wielkoseryjna 5000 — 20000 sztuk odlewów z jednego modelu Masowa produkcja powyżej 20000 sztuk rocznie z jednego modelu.		
Wielkość produkcji.		Grupa I — mała.	Grupa II — średnia.	Grupa III — duża.
Wysokość rocznej produkcji w tonach.		500 — 2000.	2000 — 6000.	ponad 6000.
Stopień zmechanizowania procesów technologicznych.		Formowanie na maszynach z ręcznym ubijaniem, zalewanie i wybijanie na miejscu.	Formowanie maszynowe z wypełnianiem skrzyń masą ze zbiorników. Wybijanie na kratach.	Formowanie maszynowe z napełnianiem skrzyń masą ze zbiorników. Zalewanie na przenośnikach. Wybijanie na kratach wstrząsowych.
Stopień zmechanizowania transportu	Górny transport	Suwnice z obsługą z dołu 1 t, krany obrotowe. Podnośniki pneumatyczne do 0,5 t, podnośniki jednoszynowe.	Ditto plus wiszące łańcuchowe przenośniki.	
	Dolny transport	Zwykłe ręczne wózki z platformą podnoszoną.	Zmechanizowane przygotowanie masy: rozprowadzenie i odprowadzenie przy pomocy przenośników taśmowych i elewatorów.	
			Odcinki przenośników rolkowych przy maszynach formierskich i kratach do wybijania.	Przenośniki do składania i zalewania. Zamknięte obwody przenośników rolkowych lub innych.

TABLICA IV.
Odlewnie średnich odlewów (maksymalna waga jednostkowa od 400 do 1000 kG).

Gałęzie przemysłu.		Maszyny rolnicze, włókiennicze, samochody, traktory, małe pompy i sprężarki, małe precyzyjne obrabiarki, wagony. Sanitaria i żeliwo ciągliwe.		
Kategorie wagowe.		do 5 kG 10%, 5—10 kG 10%, 10—30 kG 12%, 30—50 kG 13%, 100—250 kG 15% 250—500 kG 15%, powyżej 500 kG 6%.		
Nomenklatura i charakter produkcji.		Nomenklatura najwyżej 300 nazw. Produkcja seryjna 1000 — 5000 szt. odlewów rocznie z jednego modelu. Produkcja wielkoseryjna 5000 — 20000 szt. odlewów rocznie z jednego modelu. Produkcja masowa ponad 20000 szt.		
Wielkość produkcji.		Grupa I — mała.	Grupa II — średnia.	Grupa III — duża.
Wysokość rocznej produkcji w tonach		600 — 3000.	3000 — 9000.	powyżej 9000.
Stopień zmechanizowania procesów technologicznych.		Formowanie na maszynach z ręcznym ubijaniem. Zalewanie i wybijanie na miejscu.	Formowanie maszynowe z wypełnianiem skrzyń masą ze zbiorników. Zalewanie na miejscu lub na odcinkach przenośników rolkowych, wybijanie na kratach.	Formowanie maszynowe z napełnianiem skrzyń masą ze zbiorników. Zalewanie na przenośnikach. Wybijanie na kratach wstrząsowych.
Stopień zmechanizowania transportu	Górny transport	Suwnice do 3 t, Demagi do 3 t, krany obrotowe, podnośniki jednoszynowe pneumatyczne i elektryczne do 3 t.		
	Dolny transport	Ręczne wózki zwykłe lub z podnoszoną platformą.	Zmechanizowane przygotowanie masy, rozprowadzenie i odprowadzenie przy pomocy przenośników taśmowych i elewatorów.	
			Odcinki przenośników rolkowych przy maszynach formierskich i kratach do wybijania. Elektrokary.	Przenośniki do składania i zalewania. Zamknięte obwody przenośników rolkowych lub innych.

TABLICA V.

Odlewnie dużych odlewów (maksymalna waga jednostkowa 5000 kG).

Gałęzie przemysłu.		Pompy, sprężarki, obrabiarki, parowozy, lokomobile, młoty kuzienne, prasy matrycowe, średniej wielkości silniki elektryczne, duże dźwigi.		
Kategorie wagowe.		do 10 kG 5 — 8%, 10 — 30 kG 6 — 9%, 30 — 50 kG 4 — 6%, 50 — 100 kG 4 — 6%. 100 — 500 kG 12 — 23%, 500 — 1000 kG 16 — 20%, 1000 — 5000 kG 6 — 8%.		
Nomenklatura i charakter produkcji.		Nomenklatura 300 — 500 nazw. Produkcja drobnoseryjna 100 — 500 sztuk odlewów rocznie z jednego modelu. Produkcja wielkoseryjna 500 — 5000 sztuk odlewów rocznie z jednego modelu. Produkcja masowa ponad 5000 sztuk odlewów rocznie z jednego modelu.		
Wielkość produkcji.		Grupa I — mała.	Grupa II — średnia.	Grupa III — duża.
Wysokość rocznej produkcji w tonach.		1500 — 4000	4000 — 10000.	ponad 10000.
Stopień zmechanizowania procesów technologicznych.		Zwykłe maszyny formierskie z ręcznym napełnianiem. Wybijanie na miejscu.	Maszyny formierskie z napełnianiem ze zbiorników, zalewanie na miejscu lub na odcinkach przenośników rolkowych. Wybijanie na kratach.	Maszyny formierskie z napełnianiem masą ze zbiorników. Zalewanie na miejscu lub na przenośnikach rolkowych. Wybijanie na kratach.
Stopień zmechanizowania transportu	Górny transport	Suwnice elektryczne do 20 ton.		
		Krany obrotowe 3 t z wysięgiem do 5 m.	Suwnice konsolowe nośności 1,5 — 3 t z wysięgiem 6 m.	Suwnice konsolowe do 3 t z wysięgiem 6 m.
	Dolny transport	Wózki.	Wózki, odcinki przenośników rolkowych.	Zamknięte obwody przenośników rolkowych dla średnich i drobnych odlewów formowanych maszynowo.

TABLICA VI.

Odlewnie ciężkich odlewów (maksymalna waga jednostkowa 15000 kG.)

Gałęzie przemysłu.		Duże obrabiarki, młoty kuzienne i prasy, maszyny rotacyjne, klatki walcownicze, gniotowniki i kruszarki, turbiny, sprężarki, maszyny papiernicze.		
Kategorie wagowe.		do 50 kG 8—12%, 50—500 kG 33—40%, 500—2000 kG 16—20%, 2000—5000 kG 18—22%, 5000—15000 kG 18—25%.		
Nomenklatura i charakter produkcji.		Szeroka nomenklatura do 500 nazw. Produkcja indywidualna nie więcej jak 30 sztuk rocznie z jednego modelu. Produkcja drobnoseryjna 30 — 100 sztuk odlewów rocznie z jednego modelu. Produkcja wielkoseryjna 100 — 2000 sztuk odlewów rocznie z jednego modelu.		
Wielkość produkcji.		Grupa I — mała.	Grupa II — średnia.	Grupa III — duża.
Wysokość rocznej produkcji w tonach.		4000 — 6000.	6000 — 12000.	ponad 12000.
Stopień zmechanizowania procesów technologicznych.		Zwykłe maszyny formierskie z ręcznym napełnianiem masą. Zalewanie i wybijanie na miejscu.	Formowanie wzornikowe. Zwykłe maszyny formierskie z napełnianiem masą ze zbiorników. Zalewanie na miejscu. Wybijanie na kratach.	
Stopień zmechanizowania transportu	Górny transport	Suwnice elektryczne o nośności 50/10 t. Suwnice konsolowe nośności 3 — 5 t z wysięgiem 6 m.		
	Dolny transport	Wózki do ciężarów.	Zmechanizowane przygotowanie masy formierskiej. Rozprowadzenie i odprowadzenie przy pomocy przenośników taśmowych i elektrokarów. Wybijanie na nieruchomych kratach. Odcinki przenośników rolkowych.	

TABLICA VII.

Odlewnie odlewów najcięższych (waga jednostkowa ponad 15000 kG.)

Gałęzie przemysłu.		Ciężkie obrabiarki, młoty kuzienne i prasy, ciężkie klatki holownicze, duże turbogeneratory, duże turbiny wodne, blumingi, szaboty, koła zamachowe.		
Kategorie wagowe.		do 100 kG 10 –15%, 100—500 kG 10—25 do 500—2000 kG 15—25%, 2000—5000 kG 15—20%, 5000—15000 kG 15—20%, ponad 15000 kG 10—15%.		
Nomenklatura i charakterystyka produkcji.		Obszerna nomenklatura. Produkcja indywidualna. Nie więcej jak 20 sztuk odlewów rocznie z jednego modelu.		
Wielkość produkcji.		Grupa I — mała.	Grupa II — średnia.	Grupa III — duża.
Wysokość rocznej produkcji w tonach.		5000 — 8000.	8000 — 15000.	ponad 15000.
Charakterystyka procesów technologicznych	Formowanie i rdzeniowanie	Formowanie przeważnie w gruncie, formowanie w glinie, formy murowane, formowanie na sucho w skrzyniach. Maksymalnie 10% produkcji formuje się na świeżo. Formowanie samych rdzeni wzórnikowe i w skrzynkach. Ubijanie ubijakami pneumatycznymi i narzutowe.		
	Przygotowanie masy	Przygotowanie masy na miejscu przy pomocy spulchniarek (Royer). Przy formowaniu narzutowym zmechanizowane przygotowanie i doprowadzenie masy formierskiej.		
Stopień zmechanizowania procesów technologicznych.		Formowanie ręczne ubijakami pneumatycznymi	Formowanie ręczne ubijakami pneumatycznymi Formowanie narzutowe.	
Stopień zmechanizowania transportu	Górny transport	Ciężkie suwnice nośności do 70 ton; suwnice nośności 30/7,5, 20/5,, 15 i 10 t. Piętrowe rozmieszczenie suwnic. Suwnice konosolowe 5 t. z wysięgiem 6 m.		
	Dolny transport	Wózki do przesuwania ciężarów.	Zmechanizowane przygotowanie masy formierskiej, rozprowadzenie i odprowadzenie przy pomocy przenośników taśmowych i elewatorów. Wybijanie na nieruchomych kratach.	

Odlewnie produkcji seryjnej są wyposażone w maszyny formierskie i rdzeniarskie. Transport masy formierskiej świeżej i zużytej jest zmechanizowany (o ile roczna produkcja jest wystarczająco wysoka) poza tym na formierni i rdzeniarni są stosowane często przenośniki rolkowe.

Odlewnie produkcji masowej nadają się do całkowitej mechanizacji, o ile jest to usprawiedliwione wysokością rocznej produkcji. Cały transport wewnętrzny jest wówczas zmechanizowany przy szerokim zastosowaniu automatycznych przenośników.

W związku z powyższym stopień mechanizacji może być również wzięty za podstawę klasyfikacji.

Klasyfikacja według stopnia mechanizacji.

1) Odlewnie niezmechanizowane:

W takich odlewniach formowanie odbywa się ręcznie przy dosyć częstym użyciu ubijaków pneumatycznych. Gotowe formy są układane na podłodze formierni. Masa wypełniająca jest przerabiana na miejscu. Masa przymodelowa i rdzeniowa jest dostarczana wózkami lub w skrzyniach, a w najlepszym razie kolejką wiszącą. Jako urządzenia transportowe są stosowane suwnice i krany obrotowe.

Są to odlewnie, jak uprzednio wspomniano, o indywidualnym charakterze produkcji i małej rocznej wydajności (max. 4000 t.).

2) Odlewnie częściowo zmechanizowane.

W takich odlewniach formowanie odbywa się maszynowo. Całe przygotowanie masy formierskiej jest zmechanizowane. Rozprowadzenie masy odbywa się przy pomocy suwnic, kolejek wiszących, wózków i pomostów, zmontowanych nad maszynami formierskimi i stanowiskami rdzeniarskimi itp. Gotowe formy są ustawiane do zalewania na podłodze formierni. Wybijanie odbywa się przy pomocy wibratorów maszynowych na suwnicach, względnie na kratach wstrząsowych. Są to odlewnie o seryjnym charakterze produkcji i rocznej wydajności 4000—6000 ton i więcej (w zależności od wagi jednostkowej odlewów).

3) Odlewnie całkowicie zmechanizowane.

W takich odlewniach zmechanizowane są wszystkie procesy produkcji i cały transport. Składanie, zalewanie i wybijanie odbywa się na taśmach, przenośnikach rolkowych i innych. Wywożenie odlewów do czyszczenia odbywa się również przy pomocy przenośników zwykłych lub wiszących. Są to odlewnie o dużej rocznej wydajności i charakterze produkcji masowej lub wielkoseryjnej.

Można czasami spotkać odlewnie, które oprócz masowej lub wielko-seryjnej produkcji wykonują odlewy indywidualne. Wówczas część odlewni, przeznaczona na produkcję masową, będzie kompletnie zmechanizowana, natomiast druga część, przeznaczona na produkcję indywidualną, będzie tylko częściowo zmechanizowana; formowanie będzie ręczne a składanie i odlewanie będzie się odbywało na miejscu.

Ogólne uwagi, dotyczące klasyfikacji odlewni.

W celu dokładnego scharakteryzowania odlewni — jak widać z poprzedzających wywodów — nie wystarczy podać jej roczną produkcję i metal, z którego są wykonywane odlewy, lecz należy określić wszystkie jej charakterystyczne cechy, a więc należy podać:

gałąź obsługiwanego przemysłu,
rodzaj stosowanego metalu,
wysokość rocznej produkcji,
przeciętną i maksymalną wagę jednostkową odlewów,
stopień trudności i wykonania,
charakter produkcji i stopień zmechanizowania.

Zasadniczych klas odlewni jest pięć (według kategorii wag jednostkowych, wykonywanych odlewów). Są one ujęte w tabelach IV—VII gdzie są uwidocznione gałęzie przemysłu, wagi jednostkowe, nomenklatura i charakter produkcji (seryjność), oraz stopień mechanizacji.

Perlityczne żeliwo ciągliwe

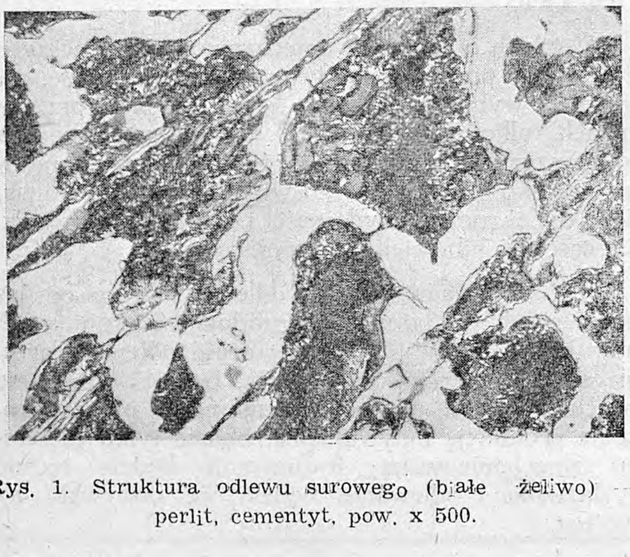
Inż. JERZY PIASKOWSKI

Perlityczne żeliwo ciągliwe jest stosunkowo nowym typem żeliwa ciągliwego. Wyprodukowane po raz pierwszy w USA około 1930 r. znajduje coraz większe zastosowanie w technice, zwłaszcza począwszy od 1942 r.

Perlityczne żeliwo ciągliwe posiada strukturę złożoną z osnowy perlitu lub innej formy przejściowej rozpadu austenitu oraz węgla żarzenia. Niekiedy obok perlitu, który jest składnikiem podstawowym, występuje nieco ferrytu. Jak z tego widać, perlityczne żeliwo charakteryzuje się wysoką wytrzymałością i twardością przy pewnej ciągliwości i przede wszystkim podatnością na obróbkę cieplną, która pozwala zmieniać jego własności w granicach podobnych jak przy stali eutektoidalnej. Stąd perlityczne żeliwo ciągliwe jest odpowiednim materiałem na części maszyn, zwłaszcza w przemyśle samochodowym, motocyklowym itp.

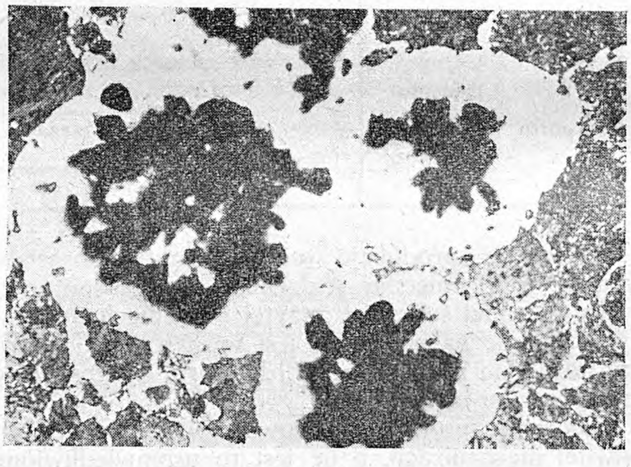
1. Zasady produkcji perlitycznego żeliwa ciągliwego.

Produkcja perlitycznego żeliwa ciągliwego zbliżona jest do produkcji czarnego (amerykańskiego) żeliwa ciągliwego. Odlewy o strukturze białej (rys. 1), składającej się głównie z perlitu i cementytu — ogrzewa się w atmosferze obojętnej (piasek, ruda wyżarzona, atmosfera gazowa) do temperatury powyżej A_{c1}, w której perlit przechodzi w austenit. W temperaturze wyżarzania równej np. 900 C struktura



Rys. 1. Struktura odlewu surowego (białe żeliwo) — perlit, cementyt, pow. x 500.

składa się z austenitu zawierającego około 1,25% C (układ nietrwały) i cementytu. W tych warunkach zachodzi proces grafityzacji, polegający na wydzielaniu z roztworu grafitu jako tzw. węgla żarzenia, najczęściej na granicy pomiędzy austenitem i cementytem. Jako ośrodki grafityzacji mogą służyć obce wtrącenia, jak siarczki, tlenki itp. Dla utrzymania stanu równowagi roztworu nasyconego w austenicie

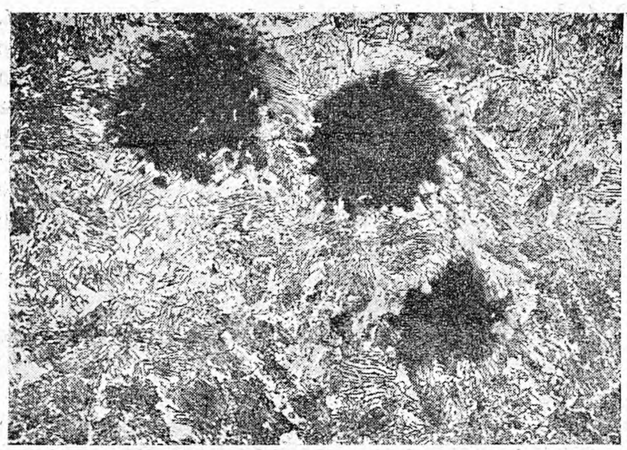


Rys. 2. Struktura „wolich oczu" *(bulls eyes)*, pow. x 200.

rozpuszcza się wolny cementyt. W pewnym momencie wolny cementyt znika i austenit zawiera 0,95% C i jest roztworem nasyconym w stosunku do grafitu, a więc w układzie trwałym. Na tym kończy się „pierwszy okres grafityzacji" i proces nie może dalej postępować. Aby usunąć pozostałą ilość węgla z roztworu, należy temperaturę obniżyć, gdyż wtedy graniczna rozpuszczalność węgla zmniejsza się. Jest to „drugi okres grafityzacji".

Szczególnie ważną rolę odgrywa szybkość chłodzenia w zakresie temperatury krytycznej, kiedy w austenicie znajduje się około 0,5% C — przy dostatecznie wolnym chłodzeniu (rzędu około 5 C/godz) do temperatury 20—30 C poniżej punktu A_{r1} uzyskuje się normalną strukturę czarnego żeliwa ciągliwego, składającą się z ferrytu i węgla żarzenia.

Gdy szybkość jest większa, wtedy jedynie w pobliżu ośrodków węgla żarzenia wydzieli się na nich węgiel i w ten sposób naokoło węgla żarzenia powstają kuliste ośrodki ferrytu, podczas gdy resztę osno-

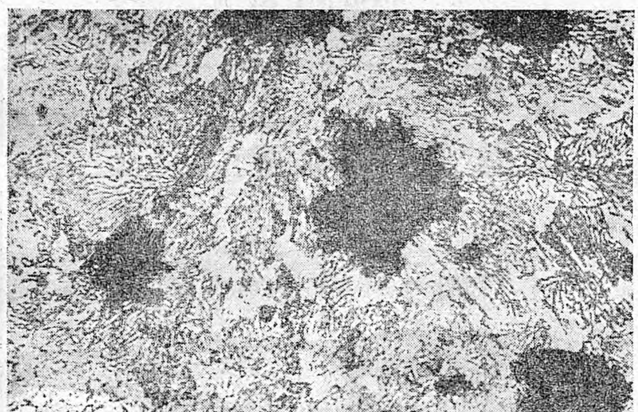


Rys. 3. Struktura perlitycznego żeliwa ciągliwego, pow. x 200.

wy stanowi perlit. Jest to struktura „wolich oczu" (*bulls eyes*), podana na mikrofotografii rys. 2. Żeliwo takie ma nieco większą wytrzymałość, natomiast niższą ciągliwość aniżeli normalne żeliwo amerykańskie.

Jeżeli szybkość chłodzenia jest jeszcze większa, jak np. przy chłodzeniu na powietrzu, wtedy węgiel nie zdąży się wydzielić z austenitu w temperaturze przemiany na perlit i otrzymujemy właściwe perlityczne żeliwo o strukturze składającej się z perlitu pasemkowego i węgla żarzenia, jak podają mikrofotografie rys. 3—4.

Dalsza obróbka cieplna zależy od pożądanych własności wytrzymałościowych żeliwa i jest na ogół zbliżoną do obróbki cieplnej stali konstrukcyjnej o tej samej ilości związanego węgla z tym, że na ogół nie stosuje się hartowania w wodzie, ale w oleju.



Rys. 4. Struktura perlitycznego żeliwa ciągliwego, pow. x 100.

Szczególne znaczenie ma tu proces koagulacji perlitu, gdyż ta struktura daje, obok wysokiej wytrzymałości, najwyższą ciągliwość. Osiąga się to przez wyżarzanie odlewów w ciągu kilku godzin w temperaturze tuż poniżej temperatury krytycznej — poza tym stosuje się pewne domieszki stopowe, np. podwyższoną zawartość manganu.

Ogólnie istnieją następujące metody otrzymywania perlitycznego żeliwa ciągliwego:

1) Z normalnie wyżarzonego czarnego żeliwa ciągliwego przez podgrzanie do temperatury powyżej punktu A_{c_1} i wytrzymywanie przez pewien czas, aby węgiel żarzenia rozpuścił się w austenicie i następnie ostudzenie na powietrzu.

2) Przy normalnym procesie wyżarzania czarnego żeliwa ciągliwego przez zmniejszenie ilości domieszek stopowych sprzyjających grafityzacji, jak np. krzem lub przez podwyższenie ilości pierwiastków przeciwdziałających grafityzacji, jak np. mangan — ewentualnie przez kombinację obu tych zabiegów.

3) Nie zmieniając składu chemicznego, przez skrócenie drugiego okresu grafityzacji.

4) Przez stosowanie specjalnych skróconych procesów wyżarzania.

Przeprowadzenie węgla żarzenia w roztwór daje się z łatwością przeprowadzić przez zagrzanie próbki amerykańskiego żeliwa np. do temperatury 900 C i wytrzymanie w tej temperaturze w ciągu 10 minut (1). Węgiel zaczyna początkowo dyfundować wzdłuż granic ziarn, po czym przenika do ich wnętrza. Po ostudzeniu na powietrzu uzyskamy drobną strukturę perlityczną o wytrzymałości 60 kG/mm² i wydłużeniu A_{2},, — 3,5%.

Próbkę taką można odrazu od danej temperatury (np. 900 C) hartować w oleju, uzyskując strukturę złożoną z troostytu i martenzytu o odpowiedniej wytrzymałości i twardości (około *Rc* 50), przy stracie ciągliwości.

Dla obniżenia twardości żeliwo możemy odpuszczać: po zagrzaniu do 250 C i ochłodzeniu otrzymujemy strukturę złożoną z troostytu i sorbitu (*Rc* 45), a przez odpuszczenie od 580 C twardość spada do *Rc* 25—30, zaś wytrzymałość R_r równa się 60—70 kG/mm² przy wydłużeniu A_{2},,— 3 — 5%. W tym wypadku struktura jest czysto sorbityczna.

Jak podano wyżej, można uzyskać perlityczne żeliwo ciągliwe przy zwykłym cyklu wyżarzania, przez wprowadzenie do metalu odpowiedniej ilości pierwiastków utrudniających grafityzację. Domieszki te przede wszystkim mają wpływ opóźniający na drugi okres grafityzacji, tak, że pierwszy okres grafityzacji nie zostaje zbytnio przedłużony.

Można używać tu następujących zestawień:

a) podwyższenie zawartości manganu (i czasem miedzi),
b) podwyższenie zawartości chromu (i krzemu),
c) wprowadzenie molibdenu,
d) wprowadzenie wanadu.

Tablica I podaje (2) przykłady żeliwa o podwyższonej zawartości manganu i miedzi (USA, ZSRR).

TABLICA I.

Skład w %	Nr. 45009	Nr. 53007	Nr. 60005
C całkow.	2,4 %	2,4 %	2,4 %
C związ.	0,2	0,4	0,68
Si	0,95	0,95	0,95
Mn	0,95	1,15	1,35
S	0,065	0,065	0,065
P	0,17	0,17	0,17
Cu	1,0	1,0	1,0

Rys. 5 podaje cykl wyżarzania takiego żeliwa, a tablica II uzyskane własności wytrzymałościowe tych gatunków żeliwa.

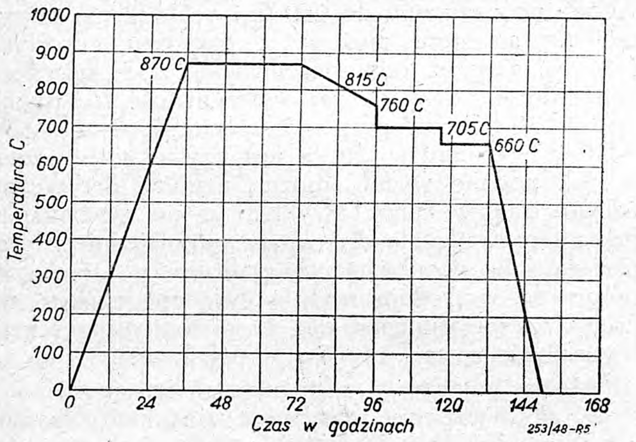
TABLICA II.

	Nr. 45009	Nr. 53007	Nr. 60005
Granica płynności kG/mm²	36	38	42
Granica wytrzymałości kG/mm²	42	48	56
Wydłużenie na 2" w %	9	7	5

Chrom w większym stopniu niż mangan przedłuża wyżarzanie i może być stosowany w ilościach paru dziesiątych procentu np. do 0,40% Cr. Molibden stosowany w granicach 0,2 — 0,6% ma wpływ silniejszy niż mangan, lecz słabszy niż chrom. Domieszki te stosuje się często przy podwyższonej zawartości krzemu (około 1,5% Si), aby skrócić cały proces wyżarzania.

Używanie wanadu w ilościach rzędu 0,1% V jest niewskazane, gdyż daje niekorzystną strukturę, połączoną z obniżoną udarnością.

Skrócenie okresu wyżarzania jest ogólnym dążeniem wszystkich producentów i tym tłumaczy się często podwyższona zawartość krzemu, który jest głównym grafityzatorem.



Rys. 5. Cykl wyżarzania perlitycznego żeliwa ciągliwego o podwyższonej zawartości manganu i miedzi.

Skrócenie czasu wyżarzania dla uzyskania perlitycznego żeliwa ciągliwego wydaje się ekonomiczne, jednak na ogół nie stosuje się — wprowadzenie niektórych domieszek, względnie podwyższenie ich zawartości korzystnie wpływa na strukturę, tak, że ogólnym raczej dążeniem jest zmiana składu chemicznego. W każdym jednak wypadku szybkość chłodzenia w zakresie temperatur krytycznych nie jest ograniczona, tak, jak przy produkcji czarnego żeliwa ciągliwego.

W praktyce przemysłowej najszersze zastosowanie znalazły specjalne, skrócone cykle wyżarzania, tak, że każda odlewnia produkująca perlityczne żeliwo ciągliwe, dąży do opracowania własnego cyklu, zależnego od pożądanych własności odlewów. Osiągnięcie tych skróconych cykli opiera się na następujących zasadach:

a) Odpowiedni skład chemiczny — zawartość węgla do około 2,5% C, podwyższenie zawartości krzemu 1,0 — 1,5% Si, (przy czym łączna zawartość węgla i krzemu nie powinna przekraczać 3,9% C, gdyż wtedy może wystąpić grafit w surowym odlewie), mangan 0,3 — 1,0% Mn, a czasem do 1,5%; fosfor i siarka, ze względów wytrzymałościowych powinny występować w możliwie jak najniższych ilościach.
Ponieważ przy odlewaniu cieńszych ścianek grafit wydziela się trudniej, stąd wykorzystuje się to do podwyższenia zawartości krzemu — i tak: przy grubościach 19 — 25 mm stosuje się 1,3% Si, a przy grubości 5 mm — 1,6 — 1,7% Si.

b) Właściwy cykl wyżarzania, polegający na skróceniu zabiegów nie mających istotnego znaczenia dla procesu. Należy tu skrócenie czasu ogrzewania do temperatury pierwszego okresu grafityzacji, skrócenie czasu chłodzenia pomiędzy oboma okresami oraz skrócenie czasu chłodzenia od temperatury drugiego okresu grafityzacji (wyładowanie odlewów z pieca przy temperaturze 550 — 600 C). W niektórych wypadkach odlewy są hartowane bezpośrednio po wyżarzaniu. To skrócenie jest możliwe dzięki zastosowaniu wyżarzania w atmosferach gazowych w nowoczesnych piecach do wyżarzania (piece tunelowe muflowe lub bezmuflowe oraz piece z promieniującymi rurami).
Ponadto podwyższenie temperatury pierwszego okresu grafityzacji do 950 ÷ 1020 C pozwala na skrócenie także i tej części procesu. Pozostaje więc jedynie drugi okres grafityzacji, ale i ten nie trwa długo, gdyż chodzi tu o uzyskanie struktury perlitycznej.
Odpowiednie przykłady wyżarzania perlitycznego żeliwa zamieszczone są dalej (rys. 6—7).

TABLICA III.

Wpływ niklu na własności perlitycznego żeliwa ciągliwego.

Zawartość Ni	Granica płynności kG/mm²	Granica wytrzymałości kG/mm²	Wydłużenie A_2, %
w stanie wyżarzonym			
0 %	33,0	55,1	6,0
0,33%	34,0	54,8	5,5
0,78%	37,0	58,0	5,5
1,84%	40,6	60,8	5,0
w stanie hartowanym i odpuszczanym			
0 %	69,8	82,5	0,5
0,33%	69,2	86,4	0,5
0,78%	68,5	91,5	1,0
1,84%	68,8	94,5	1,0

2. Domieszki stopowe perlitycznego żeliwa ciągliwego i ich wpływ na własności.

Domieszki stopowe wpływają na własności żeliwa zarówno pośrednio przez wpływ na wyżarzanie, jak i bezpośrednio, chociaż rozgraniczenie tego jest w praktyce trudne do przeprowadzenia. Miedź,

sprzyjająca grafityzacji, nieznacznie zwiększa granicę płynności oraz wytrzymałość. Silniejszy wpływ ma nikiel, który znacznie podwyższa granicę płynności i wytrzymałości, nie zmieniając twardości. Tablica III podaje (3) wpływ niklu na własności mechaniczne żeliwa:

Korzystny wpływ niklu na grafityzację polega na zwiększeniu ilości ośrodków węgla żarzenia — żeliwo zawierające nikiel jest bardziej czułe na obróbkę cieplną.

Chrom podwyższa znacznie granicę płynności, a także wytrzymałość i twardość, obniżając przy tym ciągliwość. Tablica IV podaje wpływ chromu na własności mechaniczne perlitycznego żeliwa ciągliwego, wg badań *R. Halla* (4).

TABLICA IV.

Wpływ chromu na własności mechaniczne żeliwa.

Zawartość Cr	Granica płynności kG/mm²	Granica wytrzymałości kG/mm²	Wydłużenie $A_{2''}$ %	Twardość Brinella kG/mm²
0,22 %	29,8	49,3	11,0	175
0,37	34,6	54,0	9,5	179
0,56	36,8	56,5	6,0	201
0,84	41,6	56,2	4,0	213
1,08	43,2	53,8	3,0	223

W tablicy V zestawiono własności mechaniczne perlitycznego żeliwa ciągliwego, w zależności od struktury i sposobu produkcji według *A. E. Peace'a* (3).

Jeśli chodzi o udarność perlitycznego żeliwa ciągliwego, to brak dokładniejszych danych — przy stosunkowo niskiej wytrzymałości 35 kG/mm² można oczekiwać 1,1 — 1,38 kGm wg próby Izoda; struktura sorbityczna lub perlitu skoagulowanego może dać wyższe wartości — ogólnie udarność perlitycznego żeliwa ciągliwego w zależności od obróbki cieplnej może wynosić (5) 0,55 — 6,22 kGm wg próby Izoda.

Skrawalność perlitycznego żeliwa ciągliwego jest lepsza aniżeli stali o tej samej zawartości związanego węgla.

3. Przemysłowe typy perlitycznego żeliwa ciągliwego.

Żeliwo marki C-11 jest typem pośrednim pomiędzy perlitycznym a czarnym żeliwem ciągliwym, gdyż obok perlitu zawiera pewną ilość ferrytu (2). Pierwszy okres grafityzacji przebiega przy 980 ÷ ÷ 1020 C, po czym chłodzi się do 720 C i wytrzymuje 4 ÷ 8 godz. W ten sposób otrzymuje się R_r = 45 — 60 kG/mm² przy wydłużeniu $A_{2''}$ = 2 — 6% i twardości Brinella 170—230 kG/mm². Wielkości te zależą od ilości ferrytu w osnowie.

Żeliwo marki *Promal (Link Belt Co)* wyprodukowano już w 1930 r. na zasadzie skróconego drugiego okresu grafityzacji. Po wyżarzeniu do zawartości około 0,4% C odlewy podlegają specjalnej obróbce cieplnej; zostają ogrzane do 800 C i po

TABLICA V.

Własności mechaniczne perlitycznego żeliwa ciągliwego:

Poz.	Sposób produkcji	Typ struktury	Granica płynności kG/mm²	Granica wytrzymałości kG/mm²	Wydłużenie $A_{2''}$ %	Tw. Brinella kG/mm²
1.	podw. Mn	„wole oczy"	28,4	47,3	10	150
2.	„ Mn	perlit pasemkowy	33,1	55,1	6	180
3.	„ MnCu	„ „	34,7	57,0	5	190
4.	„ Mn	perlit skoagulowany	34,7	48,8	16—18	179*)
5.	„ Mn	„ „	39,4	57,0	12—14	191*)
6.	„ Mn	„ „	44,1	63,0	9—11	207*)
7.	„ Mn	„ „	48,8	70,9	6—8	217*)
8.	„ Ni, Mn	sorbit	34,7	55,1	6	210
9.	„ Ni, Mn	„	37,8	58,3	6	210
10.	„ Ni, Mn	„	40.2	61,4	5	210
11.	Skróc. II okres grafityzacji	„	37,8	61,4	4,5	190
12.	„	„	44,1	77,2	3	230
13.	„	„	56,7	85,0	1	350*)
14.	podw. Ni, Cr	„	42,5	63,0	8	200*)
15.	„ Si, Mo	„	48,8	55,1	3.5	245**)
16.	powtórne zagrzanie czarnego żeliwa	sorbit siatki	34,7	48,8	10—14	170—190*)
17.	podw. Si, Cr	wolne węgliki	37,8	55,1	3	210
18.	„ V	„ „	44.1	48,8	3,5	211*)

*) Symposium on Pearlitic Malleable Cast Iron ASTM 1936;
**) Cast Metals Handbook, 1940, A. F. A.

20 min. wytrzymania w tej temperaturze hartowane w oleju. Po odpuszczeniu w ciągu 30 min w 650 C, uzyskuje się wytrzymałość R_r = 45 — 50 kG/mm², wydłużenie $A_{2''}$ około 15%, twardość Brinella 170 — 180 kG/mm².

Industrial Furnace Co podaje przykład żeliwa o składzie 2,41% C, 1,0% Si, 0,77% Mn, 0,10% S i 0,16% P przy pierwszym okresie grafityzacji w 930 C.

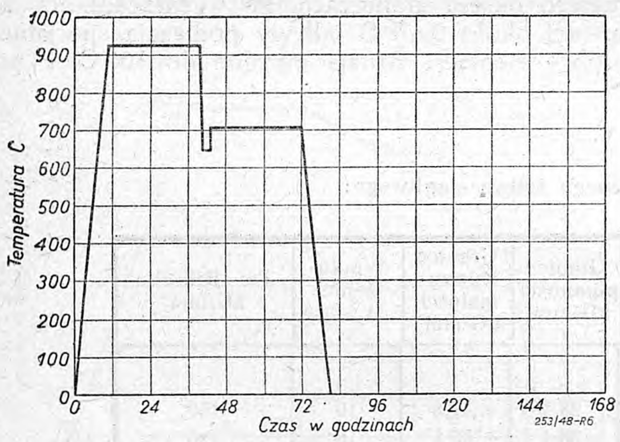
Własności żeliwa w zależności od warunków drugiego okresu grafityzacji podaje Tablica VI:

TABLICA VI.

Wpływ warunków drugiego okresu grafityzacji na własności perlitycznego żeliwa ciągliwego.

Temperatura drugiego okresu grafityzacji	Czas wytrzymywania w tej temperaturze	Granica wytrzymałości w kG/mm²	Wydłużenie $A_{2''}$ w %	Twardość Brinella kG/mm²
735 C	24 godz.	62	11	198
707 C	15 „	71,5	9	228
686 C	24 „	72	10,5	212
606 C	12 „	80	4	235

Najlepsze wyniki uzyskuje się przy dość długotrwałym (24 godz.) wyżarzaniu w temperaturze 700 ÷ 680 C.



Rys. 6. Cykl wyżarzania perlitycznego żeliwa ciągliwego marki *Z-Metal*, firmy *Arcade Malleable Iron Co*

Najlepsze własności mechaniczne zapewnia struktura perlitu skoagulowanego. Na tej zasadzie w 1934 r. wyprodukowano *Z-Metal*. Żeliwo tego rodzaju produkuje amerykańska firma *Arcade Malleable Iron Co* o składzie np. 2,4% C, 0,92% Si, 0,95% Mn, 0,095% S i 0,15% P — rys. 6 podaje cykl wyżarzania tego żeliwa. Uzyskane własności zależą od obróbki cieplnej, np. dla Q_r = 35—39 kG/mm² i R_r = 50 kG/mm², twardość Brinella wynosi 170 kG/mm², a $A_{2''}$ = 18—20%, podczas gdy dla Q_r = = 67—70 kG/mm² twardość Brinella wynosi 210 — 220 kG/mm², a wydłużenie $A_{2''}$ = 6 — 8%.

Z-Metal odznacza się dużo lepszą odpornością na korozję od innych typów żeliwa, co widoczne jest z Tablicy VII.

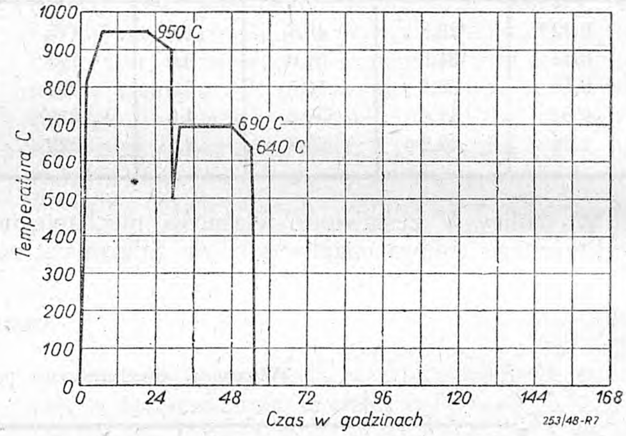
Podobne własności ma *Z-Metal* produkowany przez firmę *Industrial Furnace Co* o składzie 2,4 — 2,8% C, 1,2 — 1,8% Si, 0,75 — 0,1% Mn, 0,06 —

TABLICA VII.

Strata wagi próbki pod działaniem roztworów (w temperaturze 27C).

	Z-Metal	Żeliwo szare	Czarne żeliwo ciągliwe
5% kwas siarkowy	2,68	11,09	26,57
5% kwas mlekowy	0,075	—	1,190
5% kwas solny	0,455	13,15	11,181

0,1% S, 0,12 — 0,16% P. Rys. 7 przedstawia cykl wyżarzania tego żeliwa. Cykl ten ulega pewnym wahaniom; pierwszy okres grafityzacji (950 C) trwa 6,10 lub 16 godz., a czas drugiego okresu grafityzacji (670 ÷ 690 C) wynosi 10,15 lub 20 godz. Przy zawartości 1,0 — 1,1% Mn wyżarzanie w 950 C trwa 12 godz., zaś przy 690 C — 15 godz. Uzyskane własności podane są w Tablicy VIII.



Rys. 7. Cykl wyżarzania perlitycznego żeliwa ciągliwego marki *Z-Metal*, firmy *Industrial Furnace Co*:

TABLICA VIII.

Własności *Z-Metal*

Granica płynności kG/mm²	Granica wytrzymałości kG/mm²	Wydłużenia $A_{2''}$ %	Twardość Brinella kG/mm²
	70—80	4— 7	240 — 260
48	70	7— 8	217
42	62	9—11	207
39	56	12—14	191
	48—60	15—20	180 — 200
35	48	16—18	179

Na specjalną uwagę zasługuje perlityczne żeliwo ciągliwe marki *Armasteel* wyprodukowane (6) w USA w 1942 r. o składzie np. 2,65% C, 1,35% Si, 0,4% Mn, 0,13% S, 0,05% P. Metal topi się w żeliwiaku i przegrzewa w łukowym piecu elektrycznym. Pierwszy okres grafityzacji przebiega przy 950 C w ciągu około 15 godz. — następnie odlewy chłodzi się do 870 C i od tej temperatury hartuje w oleju względnie normalizuje na powietrzu. Zależnie od pożądanych własności odlewy ulegają dalszemu odpuszczaniu, np.:

Dla twardości Brinella kG/mm²	Temperatura odpuszczania	Czas odpuszczania
163 — 207	675 C	6—8 godz.
197 — 241	675 C	4—6 godz.

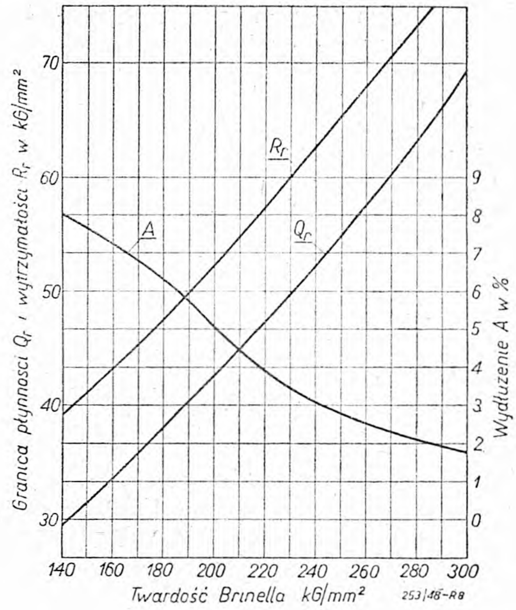
Własności żeliwa *Armasteel* są następujące:

Granica wytrzymałości 38,5 — 70 kG/mm²
Wydłużenie A_2" 8 — 2%
Twardość Brinell'a 140 —300 kG/mm²

Skrawalność *Armasteel* jest 10 — 30% lepsza od skrawalności stali o tejże ilości związanego węgla — zależy to zresztą od obróbki cieplnej.

Rys. 8 podaje zależność pomiędzy własnościami wytrzymałościowymi *Armasteel*.

Ze względu na wysokie własności, żeliwo *Armasteel* znalazło szerokie zastosowanie na odlewy maszynowe, a zwłaszcza w przemyśle samochodowym przy produkcji różnego rodzaju tłoków, pierścieni tłokowych, korbowodów, przegubów, wałków i dźwigni do rozrządu itd.



Rys. 8. Zależność pomiędzy własnościami wytrzymałościowymi perlitycznego żeliwa ciągliwego marki *Armasteel:*

TABLICA IX.

Przemysłowe typy perlitycznego żeliwa ciągliwego.

Nazwa	Granica płynności kG/mm²		Granica wytrzymałości kG/mm²		Wydłużenie A_2" %		Twardość Brinella kG/mm²
	min.	średn.	min.	średn.	min.	średn.	
Z-Metal	35,2	38,7	49,2	52,7	10	12	170 — 190
Promal	35,2	38,7	49,2	52,7	10	12	170 — 190
Lancastalloy	35,2	42,2	47,8	56,3	6	10	180 — 200
Jewell Alloy	38,7	42,2	59,8	63,3	6	8	183 — 235
Jewell Alloy No 42	31,6	35,2	42,2	49,2	12	15	166 — 196
Jewell Alloy „V"	45,7	49,2	56,3	59,8	4	5	207 — 255
Special Metall A	28,1	31,6	42,2	45,7	2	5	175 — 200
Gunitek	47,5	56,3	59,8	66,8	2,5	4	227
Graphitic Steel	28,1	35,2	49,2	52,7	10	12	165 — 200
Belmalloy	33,1	36,6	49,2	59,8	5	8	179 — 217
Gunsteel	31,6	35,2	49,2	52,7	5	6	170 — 190
Armasteel		66,8		75,9	1,5		285
Armasteel		63,3		73,8	2,5		269
Armasteel		57,7		66,8	4		241
Armasteel		35,2		56,3	5		187

TABLICA X.

Amerykańskie normy żeliwa ciągliwego.

Norma	Klasa	Q_r kG/mm²	R_r kG/mm²	A_2" %	H_{Br} kG/mm²
Norma uzbrojenia armii USA AXS — 623 z 1942	A&C	42,2	52,7	5	241 — 187
	B&D	35,2	45,7	8	207 — 163
	E	30,2	42,2	10	179 — 140
Norma ASTM A 220—44 T	43010	30,2	42,2	10,0	—
	50007	35,2	45,7	7,0	—
	60005	42,2	52,7	5,0	—
	70003	49,2	63,3	3,0	—

Tłoki z żeliwa szarego są cięższe o 80% od tłoków aluminiowych — większa wytrzymałość *Armasteel* pozwala na zmniejszenie wagi tłoka do 45—50% ponad wagę tłoka aluminiowego — tłoki z *Armasteel* po odpowiedniej obróbce wiórowej mogą osiągnąć wagę tłoków aluminiowych.

Ważną własnością żeliwa *Armasteel* jest możliwość stosowania obróbki cieplnej, np. miejscowego hartowania. Pręty z *Armasteel* hartują się w oleju na wskroś do średnicy około 19 mm, zaś w wodzie do średnicy około 38 mm. W ogóle przez właściwą obróbkę cieplną można znacznie obniżyć koszta produkcji — np. wyżarzając odlew na normalne czarne żeliwo ciągliwe o wysokiej skrawalności; po obróbce wiórowej można utwardzić odlew przez wprowadzenie węgla żarzenia w roztwór i zahartowanie, oraz odpuszczenie.

W przemysłowej praktyce amerykańskiej spotyka się perlityczne żeliwo ciągliwe w szeregu wytworach różnych odlewni. Tablica IX podaje szereg typów perlitycznego żeliwa ciągliwego.

4. Amerykańskie normy dla perlitycznego żeliwa ciągliwego.

Amerykańskie normy przewidują minimalne własności perlitycznego żeliwa ciągliwego podane w Tablicy X.

LITERATURA.

1) *M. Leroyer:* „La Malleable", Paris 1936.

2) *S. S. Nekrytyj:* „Proizwodstwo kowkawo czuguna" Moskwa 1945.

3) *A. E. Peace:* Proc. of the Institute of British Foundryman, 1942 — 43 Paper No 784.

4) *R. Hall:* Trans. A. F. A., tom 41, 1933.

5) *T. Kikuta:* Trans. A. F. A., tom 40, 1932.

6) *C. J. Joseph,* Proc. of the Institute of British Foundryman, 1941—2, Paper No 751.

7) American Malleable Iron, Handbook 1944.

Przegląd pism technicznych odlewniczych

W „Przeglądzie pism" dążymy do najdokładniejszego przetłumaczenia i zreferowania artykułów wydrukowanych w zagranicznych czasopismach, lecz nie bierzemy żadnej odpowiedzialności za ich treść i wnioski

ROZWÓJ ODLEWNICTWA BRYTYJSKIEGO PODCZAS WOJNY.

Amerykańskie czasopismo „The Foundry" umieściło w swym zeszycie sierpniowym 1945 r. trzy artykuły *V. Delporta, Dr J. E. Hursta* i *F. Hudsona,* pod wspólnym tytułem *„British Wartime Foundry Developments"* streszczenie którego podajemy poniżej:

Inwestycje w niektórych odlewniach żeliwa większych zakładów przemysłowych wyniosły w czasie wojny od sto tysięcy do pół miliona dolarów; jest to jednak niedostateczne. Na odnowienie przestarzałego wyposażenia odlewni będzie potrzebna w okresie powojennym kwota 25—30 milionów dolarów. Poza dużą ilością odlewni, które mają produkcję i rynki zbytu tylko lokalne, niektóre fabryki przestawiły się podczas wojny na fabrykację seryjną; obecnie wykorzystywać będą te urządzenia dla produkcji pokojowej.

Kontrola państwa jest nadal utrzymana przez akcję Ministerstwa Zaopatrzenia *(Ministery of Supply)* i ułatwia dostawę wyposażenia wg planu ustalonego wspólnie przez *Council of Ironfoundry Association* z przedstawicielami władz centralnych.

Mechanizacja dużych odlewni nie odbierze możliwości istnienia małym odlewniom, wykonującym rozmaite części w małych seriach. Zwiększenie kadr w odlewniach jest zagadnieniem dręczącym odlewnictwo angielskie. Poczyniono energiczne kroki w celu przyspieszenia wykształcenia młodych fachowców.

Z powodu szczupłych zapasów hematytu, odlewnie nastawiły się na stosowanie w szerszym zakresie surówki odlewniczej przedniego gatunku, dobrego łomu i wiórów, przy równoczesnym wprowadzeniu ściślejszej kontroli żeliwa na zawartość węgla i krzemu oraz dodawaniu krzemu, jako środka modyfikującego. Specjalną uwagę poświęcono opracowaniu najlepszych sposobów zasilania formy i jej odgazowania, jak również kontroli temperatury lania. W wielu wypadkach odlewnie zastosowały odlewanie odśrodkowe.

Dodawanie do kadzi składników grafityzujących, tj. tak zwanych modyfikatorów, znacznie rozpowszechniło się ze względu na duży wpływ, który one wywierają na otrzymanie żeliwa o wysokiej wytrzymałości. Zalecają dodatek 0,5 do 1% krzemu ponad krzem zawarty we wsadzie w postaci żelazo-krzemu o wysokiej zawartości krzemu; dodaje się go w postaci proszku. Ponieważ działanie dodatków zanika po 15 do 20 minutach, przeprowadza się dodawanie tuż przed odlaniem do kadzi.

Odlewy z żeliwa *Ni-Tensyl* otrzymują przez dodawanie niklu i krzemu do żeliwa o małej zawartości węgla i krzemu i przez następne poddawanie metalu działaniu krzemku wapnia. Struktura tego żeliwa jest całkowicie perlityczna z rozdrobnionym grafitem płatkowym. Stosuje się je do przedmiotów o dużej wytrzymałości; daje możność osiągać odlewy o jednolitej strukturze, niezależnej od grubości odlewu. Zwyczajne odlewy modyfikowane (inokulowane) mogą w pewnym stopniu zastąpić odlewy *Ni-Tensyl*

M. Flinn i Reese (The Foundry, styczeń 1941), USA badali własności żeliwa o strukturze iglastej, składającej się z igiełek ferrytycznych na tle osnowy austenitycznej (patent ang. 545 102 *Mond Nickel Co*) składnikami której są nikiel i molibden i stwierdzili wysoką jakość tego stopowego żeliwa.

Dla odlewni stali charakterystycznym jest skasowanie stosowania surówki hematytowej i żelazokrzemu do żeliwiaka, zmniejszenie zużycia żelazokrzemu do konwertorów, oszczędność w czasie zużytym na świeżenie, dłuższy czas trwania wykładziny, większa ciągłość pracy żeli-

wiaka stalowniąnego i nareszcie większa stałość zawartości fosforu.

Powyższe osiągnięto przez zastosowanie pomiędzy żeliwiakiem i konwertorem obrotowego mieszalnika, w którym metal ogrzewa się do temperatury początku reakcji w konwentorze.

E. S. Renshaw, z zakładów *Ford Motor Co* badał odsiarczanie w żeliwiaku zasadowym o wymurowaniu dolomitem stabilizowanym. Sposób ten zastosowano na większą skalę do wyłożenia pieca elektrycznego, w którym już przerobiono 3.000 ton metalu. Osiągnięto zawartość siarki pomiędzy 0,03 do 0,05%.

Z dobrym wynikiem stosuje się t. zw. „nadlewy ślepe", tj. nie mające wylotu ponad skrzynkę formierską.

Staliwo manganowe (0,25% C i 1,5% Mn) zaczęto hartować w wodzie, z przerywaniem go w celu uniknięcia wypaczania się przedmiotu: po osiągnięciu temperatury 300C odlew natychmiast umieszcza się w temperaturze 550—600 C, co daje dobre wyniki.

Opracowano sposób wyrobu stali ponad - eutektoidalnej o zawartości 1% C, 1% Si, 0,4% Mn z wyżarzaniem sferoidyzującym. Nagłe ochodzenie w strumieniu powietrza powoduje strukturę drobnoziarnistą. Wyżarzanie sferoidyzujące wymaga nagrzania do 780 — 800 C przez 3—4 godzin z następnym ochładzaniem o 40 C na godzinę.

Ogniwa łańcuchów z żeliwa ciągliwego o białym rdzeniu azotuje się na 0,3 do 0,4 mm grubości i hartuje się przy 750 C w oleju.

W kontroli można zauważyć rozpowszechnienie metod rentgenograficznych i elektromagnetycznych celem wykrywania pęknięć i porowatości, metod magnetycznych oraz stosowanie badania na dźwięk. Metody spektrograficzne uzyskały duże znaczenie przy określaniu zawartości śladów niektórych metali w stali i stopach nieżelaznych oraz od niedawna dla określenia krzemu i pierwiastków metalicznych w żeliwie.

Jakkolwiek badania dotyczące wytrzymałości żeliwa na udarność nie można jeszcze uważać za ukończone i doprowadzone do stanu, nadającego się do znormalizowania, metoda ta ostatnio była badana dokładniej i polecają ją stosować: próbkę o średnicy 20 mm bez nacięcia lub żłobka, uchwyt suportu podobny do uchwytów zatwierdzonych przez *British Cast Iron Research Association*, wysokość spadu 22 mm.

Próbki mogą być pobrane z części pozostałych po próbkach na rozrywanie, dla których próbki mają wymiar 30 mm średnicy i 530 mm długości.

Konieczność oszczędnego stosowania cyny, z powodu małych zapasów, doprowadziła podczas wojny do stosowania brązów z dodatkiem ołowiu (86 — 7 — 5 — 2 i 86 — 6 — 5 — 5) w zastępstwie brązów cynowych (brąz armatni) przeznaczonych na wysokie ciśnienia. Krzemowe brązy w Anglii podczas wojny mało były stosowane; natomiast wysokojakościowe brązale używano do rozmaitych celów, np. śruby okrętowe, wirniki pomp itp.

Skład tych brązali jest następujący: 8,5 — 10,5% Al, 5,5% Fe, 3,5 — 5,5% Ni, 3% Mn, 0,5% Zn; jego wytrzymałość wynosi 62 kG/mm² przy wydłużeniu 12%.

Przechodząc do stopów lekkich, należy zauważyć iż od czasu jak stopy typu *Y alpaks:* (silumin) zaczęły tracić na znaczeniu, wprowadzono nowy stop wg specyfikacji DTD — 424. Zawiera on: 2 — 4% Cu, 3 — 6% Si, i najwyżej: 0,8% Fe, 0,7% Mn, 0,35% Ni, 0,2% Zn, i 0,15% Mg. Odlany do formy (z masy formierskiej) materiał ten ma wytrzymałość 14 kG/mm² przy wydłużeniu do 2%. Przez ścisłą kontrolę składu i odpowiednią obróbkę termiczną można podnieść wytrzymałość do 30 kG/mm². Ze względu na to, że materiał ten uzyskuje się przez przetapianie łomu aluminiowego, staje się on z punktu widzenia gospodarczego bardzo ważnym.

Piece do topienia stopów lekkich o ciągu naturalnym, ogrzewane koksem, zastąpiono przez piece ogrzewane olejem ciężkim o ciągu sztucznym.

Przy wykonywaniu odlewów kokilowych z brązu wyeliminowano powstanie porowatości, odlewając z jak najmniejszą szybkością przez jeden wlew centralny do formy pionowej. Odlewanie na „wosk tracony", tj. tak zwane „odlewanie precyzyjne" również znacznie się rozpowszechniło.

Wojna przyuczyła do oszczędności w materiałach i paliwie, w ustalaniu wsadu i dodatków do niego, zmusiła do zastosowania szeregu stopów wspólnych w USA i Wielkiej Brytanii, zacieśniła współpracę pomiędzy konstruktorem i warsztatem, wzbudziła zaufanie do badań, do kontroli technicznej i kształcenia fachowców.

Odlewnictwo brytyjskie jako całość nie przestawiło się na produkcję seryjną i dąży do produkcji odlewów jakościowych.

A. M.

PRODUKCJA RUR LANYCH ODŚRODKOWO W NIEMCZECH

M. M. Hallett podaje w „Foundry Trade Journal" Nr 1590 z 6.II.1947 r., str. 136 następujące wiadomości:

Większość rur produkowana była w Niemczech w trzech głównych zakładach — w Gelsenkirchen, Wetzlar i Brebach-Saar. W pierwszych dwóch używano zwykłej metody *De Lavaud*, podczas gdy fabryka w Saar stosowała odlewanie do form wykonanych z masy formierskiej. Naogół nie stwierdzono wybitnych ulepszeń w tych zakładach od czasu ostatniego zwiedzania ich w r. 1938 i nie było oznak, że metody pracy były bardziej sprawne niż w analogicznych zakładach w W. Brytanii. Zanotowano i podano poniżej niektóre ciekawe szczegóły.

W związku z wiadomościami o długotrwałości wyprawy żeliwiaków sprawdzono dokładnie praktyczne wyniki. Dość długie 20-godzinne przebiegi są normalne, a trwałość wyprawy podawano na 6 zmian, czyli około 600 ton żeliwa. Wyprawa jest następnie zdzierana aż do lica cegły i na nowo nakładana pneumatycznym ubijakiem. Próbki materiału na wyprawę zostały pobrane w Gelsenkirchen i w Wetzlar. Ten ostatni materiał zawierał niezmiernie grube cząstki tłuczonej skały podczas gdy próbka z Gelsenkirchen nie zawierała tak grubych ziarn, a grubsze z nich wydawały się być częściowo żwirem a częściowo tłuczoną skałą. Szczegółowe analizy podane w tablicach I i II. Oba materiały, są jak widać bogate w krzemionkę z pewną zawartością gliny wiążącej. Materiał z Wetzlar odznacza się tym, że składa się głównie z mieszaniny bardzo grubych i bardzo drobnych ziarn.

Maszyny odlewnicze były normalnego typu i znanej budowy. Z drobniejszych szczegółów mających pewne znaczenie ruchowe, zanotowano użycie wag uchylnych, o dużej wskazówce widocznej dla załogi. Na wadze tej ważone były wszystkie rury bezpośrednio po wyjściu z maszyny odlewniczej.

W Zakładach w Gelsenkirchen zużyte formy sprowadzane były do mniejszego wymiaru procesem prasowania na zimno pod wysokim hydraulicznym ciśnieniem. Meto-

TABLICA I

Próba na przesiew (B. S. 1)	Próbka z Gelsenkirchen %	Próbka z Wetzlar %
do 10 oczek	11,4	39,1
od 10 do 16	1.1	1,4
„ 16 „ 22	3,0	0.6
„ 22 „ 30	3,3	1,0
„ 30 „ 44	4,8	1,1
„ 44 „ 60	10,4	1.8
„ 60 „ 72	6,8	2 0
„ 72 „ 100	14,6	6,3
„ 100 „ 150	13,7	10,0
„ 150 „ 200	6,3	4,6
„ 200 „ 300	5,1	4,8
ponad 300 oczek	19,5	27,2

TABLICA II

Skład chemiczny	Próbka z Gelsenkirchen %	Próbka z Wetzlar %
Si O	86,70	89,50
Al_2O_3	6,52	5,07
Ti O_2	2,23	0,28
Fe_2O_3	1,25	1,07
Ca O	1,40	0,85
Mg O	0,94	0,98
Strata przy prażeniu	2,64	2,06
Alkalja	0,43	0,31

da ta nie była całkowicie zadawalająca i zastosowana została jedynie dlatego że nie udało się przeprowadzić tej operacji w inny sposób.

W Zakładach *Buderus* w Wetzlar produkowano rury kołnierzowe na wysokie ciśnienie odlewem odśrodkowym. Dalszym osiągnięciem było odlewanie odśrodkowe w kokilach kołnierzy do wkręcania na rury o obu końcach gładkich, uzyskane z wybrakowanych rur kielichowych. Szczegóły pracy w poszczególnych zakładach podane są w następujących ustępach.

A) Zakład w Gelsenkirchen.

Zainstalowane są 4 żeliwiaki o wydajności od 10 do 12 ton na godzinę. Każdy z nich wyposażony jest w oddzielną dmuchawę typu *Roots*. Żeliwiaki są wyłożone cegłą, lub posiadają wyprawę znacznej grubości ubijaną pneumatycznie. Wyprawa taka wytrzymuje w strefie topienia normalnie 6 topów bez naprawy, poczym usuwa się ją aż do lica cegły i zastępuje nowo ubitą wyprawą. Żeliwiaki są od góry otwarte; do ładowania używa się 2-tonowych koszy gardzielowych z otwieralnym dnem. Odpływ żużla jest stały, lecz spust żeliwiaków odbywa się w miarę potrzeby wprost do kadzi odlewniczych.

Metal nie jest ulepszany. Normalny jego skład: 3,4 do 3,5 C; 2,0, do 2,5 Si; poniżej 0,15 Mn; najwyżej 0,12 S i 0,7 do 0,8 P w procentach.

Wytwórnia posiada następujące maszyny do odlewania odśrodkowego: jedną od 300 do 500 mm na 6 metrów; dwie od 150 do 275 mm na 5 metr.; trzy od 80 do 150 mm na 4 metry; jedną od 50 do 80 mm na 3 metry i trzy 40 mm na 2 metry. Wszystkie są normalnego typu *De Lavaud* ze skrzynią wodną, wyposażone w podwójne koryta.

Na rdzenie stosuje się w przybliżeniu 60% świeżego piasku, 30% używanej masy formierskiej i 3% ługu sulfitowego. Nie dorównują one normalnym rdzeniom angielskim, posiadając niską wytrzymałość zarówno na wilgotno, jak i na sucho; co daje się bardzo poznać w gotowych rurach.

Wyżarzanie. Czynny jest tylko jeden piec, ogrzewany gazem wielkopiecowym. Przed wojną posiadał on regulację temperatury, lecz obecnie aparatura ta jest nieczynna na skutek braku części zapasowych i możliwości remontu. Rury pozostają w piecu około 30 minut, w tym 8 do 10 minut w strefie gorącej, przy najwyższej temperaturze rury około 930 C.

Oczyszczanie, kontrola itd. Na tym odcinku nie ma nic godnego uwagi. Rury są szlifowane wewnątrz w normalny sposób. Sądząc po wyglądzie, rury były niskiej jakości, rzadko były proste, o bardzo nierównym i lichym gwincie w kielichach o wkręcanym dławiku. Kielichy były często nie współosiowe. Normalny wynik próby na rozciąganie był 28,4 kG/mm² dla mniejszych rury, przy żądanych 22 kG/mm².

Powlekanie. Wanna smołowa była nieczynna na skutek uszkodzenia wężownic grzejnych. Mieszanina do powlekania rur składała się w 70% z średnio twardej smoły i w 30% z płynnego asfaltu po odciągnięciu z niego płynnych poniżej 270 C olejów. Temperatura kąpieli utrzymywana była na poziomie 120 C, z tym że rury były podgrzewane do 140 C i wkładane były do kąpieli przy temperaturze około 120 C. Rury opuszczane były i podnoszone z kąpieli pod kątem 60°, pozostając w niej krócej niż minutę. Z kąpieli przetaczane są na legary i przechylane znowu pod kątem 60° na około 20 minut dla obcieknięcia i ostygnięcia. Metodą tą 1200 rur różnych wielkości może przejść przez kąpiel w ciągu dziewięciu godzin.

Naprawa form. Formy aż do 150 mm przekuwane są w Gelsenkirchen, metodą podobną do używanej w zakładach *Burlington* w St. Zjedn. Formę umieszcza się w ciężkim korpusie, koniec kielichowy zamocowuje się i uszczelnia, gładki koniec pozostaje swobodny i może przesuwać się w kierunku osiowym bez naruszenia połączenia między korpusem a formą. Ciśnienie od 2100 kG/cm² do 2700 kG/cm² działa przez 15 do 20 minut, przez co średnica zmniejsza się o około 6 mm, z czego forma odzyskuje 1 mm po odjęciu ciśnienia. Ciśnienie ok. 2700 kG/cm² konieczne jest przy formach 80 mm, niższe ciśnienie stosowane są dla większych form o cieńszych ścianach.

Trwałość tych sprasowanych form wynosi jedynie 30% czasu trwania nowych form. Dotychczas nie wynaleziono odpowiedniego uszczelnienia dla gładkiego końca form, co wywołuje niekończące się trudności przez uszkodzenia i nieszczelność tego połączenia w czasie prasowania.

W czasie wojny nie można było otrzymać niklu do form i stosowane były następujące zastępcze składy: 1) 0,30% C — 1,8% Cr i 0,1% V. Formy z tego materiału były bardzo liche. 2) 0,30% C — 1,8% Cr i 0,3% Mo. Ten materiał dawał lepsze formy od poprzednich. Trwałość obecnie wynosi dla form 150 mm — 1000 do 1200 rur.

B) Zakład Halberger Hütte.

Od czasu zwiedzenia tego zakładu w 1938 r. nie zaszły w nim żadne zmiany. Nie był on uszkodzony i mógłby ruszyć na pełną produkcję, gdyby była do dyspozycji potrzebna energia i pozwolenie władz na rozpalenie pieców koksowych. Używana jest metoda odlewu odśrodkowego w masie formierskiej i większa część zakładu składa się z przenośników itp. do preparowania i transportowania potrzebnego materiału. Jedynym godnym uwagi rysem maszyn było to, że gardziele ładownicze wyposażone są w wagi uchylne i napełniane są odpowiednią ilością metalu potrzebną do odlania rury danej wielkości.

Normalnie otrzymywano żeliwo ze 100-tonowego mieszalnika umieszczonego w pobliżu wielkich pieców. Obecnie jednak używane są żeliwiaki, których jest trzy, każdy po 10 ton wydajności na godzinę. Na skutek odległości żeliwiaków i mieszalnika od odlewni, konieczna jest

najniższa temperatura 1380 C dla otrzymania temperatury lania 1330 C. W metodzie tej koryta nie są używane. Metal wlewany jest do formy obracającej się z szybkością 25 obr/min. Maszyny doprowadzane są do pełnej ilości obrotów w najkrótszym możliwie czasie po wprowadzeniu metalu. Dla rur 100 mm normalna szybkość wynosi 1300 obr/min, a dla rur 400 mm 600 obr/min.

Badane rury były nierówne wewnątrz i wymagały wiele szlifowania dla osiągnięcia dobrego wyglądu. Naogół rury były znacznie poniżej wymagań brytyjskich. Stosowane są wkręcane dławnice, o okrągłym gwincie, bardzo grubym i wyglądającym tandetnie. Rury ogrzewane są w piecach do 120 C przed kąpielą. Rury pozostają jedynie pół minuty w kąpieli, utrzymywanej w temperaturze 100C. Mieszanina do kąpieli składa się w 52% ze smoły (która zawiera 4,8% bitumenu i 3% naftalenu), a reszta złożona z:

oleju lekkiego o temp. wrzenia	180 do 200C	— 1%
oleju średnio lekkiego „	200 do 240C	— 15%
oleju średniego „	240 do 270C	— 8,8%
antracenu „	270 do 350C	— 23,2%

Ciężar właściwy mieszaniny wynosi 1,185. Skład chemiczny materiału rur jest następujący: 3,5 do 3,8%C; 1,8 do 2,0% Si; 0,4 do 0,5% Mn; 0,1% S, i 1,2 do 1.4% P. Twardość wg Brinella wynosi 180 do 220, a wytrzymałość na rozciąganie jest rzędu 20,5 kg/mm².

C) Zakład Buderus Eisenwerke.

Zakład posiada cztery żeliwiarki. Dwa z nich mają wydajność 10 t na godzinę i pracują oddzielnie lub równolegle parami, tak aby osiągnąć pożądaną wydajność. Wyłożone są miejscowym materiałem o wysokiej zawartości krzemionki (co do szczegółów patrz wyżej) ubitym pneumatycznie i o bardzo grubym ziarnie. Najwyżej położona część żeliwiaka wyłożona jest na wysokości 4 stóp cegłami żeliwnymi. W strefie gorącej wyprawa wytrzymuje przetopienie 500 ton żeliwa bez naprawy, po czym jest usuwana i nowa ubita na jej miejsce. Ładowanie za pomocą dwu tonowego kosza gardzielowego o odrzucanym dnie, sterowanym elektrycznie przez jednego człowieka.

Odlewnia odśrodkowa. Składa się z następujących maszyn do odlewania odśrodkowego systemem *De Lavaud* jednej 300 do 500 mm na 6 metrów; jednej 200 do 250 mm na 6 m; jednej 200 do 250 na 5 metrów; jednej 150 mm na 6 i jednej na 5 metrów; jednej 100 mm na 5 metrów; jednej 70 do 80 mm na 4 metry; jednej 60 do 80 mm na 4 metry; jednej 40 mm na 3 m i czterech 40 mm na 2 metry.

Maszyny mają napędy indywidualne, z nieosłoniętymi kołami zębatymi, a formy podparte są na 3 zespołach wałków. Mechanizmy napędowe do ruchu poprzecznego i przechylania są niezależne i olejowo-hydrauliczne. Każda z maszyn ma własną elektryczną pompę olejową. Posuw poprzeczny skrzyni wodnej odbywa się za pomocą zębatki i wałka zębatego; każda z maszyn zaopatrzona jest poza tym w wagę uchylną, gdyż celem było produkowanie rur o minimalnej wadze dla danej wielkości. Obsługa otrzymuje specjalne premie za osiągnięcie niskiej wag. Wszystkie maszyny wyposażone są w podwójne koryta, lecz trudno dopatrzeć się korzyści tego dla większych maszyn.

Kontrola. Próbki metalu do analizy pobierane są codziennie. Badań technologicznych nie prowadzi się. Dwa razy tygodniowo dokonywane są próby fizyczne. Wykonawcy twierdzą, że inne badania nie są patrzebne, oraz że szybka produkcja mniejszych rur i brak kłopotów z wyżarzaniem zawdzięczają dobrej jakości i stałym własnościom używanej surówki.

Wszystkie rdzenie wyrabiane są w żeliwnych pierścieniach obrabianych na wymiar formy i będących jedynymi częściami stykającymi się z formą. Do wyrobu rdzeni używa się około 30% używanej masy formierskiej, resztę stanowi świeży piasek wiązany ługiem sulfitowym.

Wyżarzanie. Piec do tego celu, o wymiarach 20 x 6,5 metra, ogrzewany jest gazem wielkopiecowym, o wartości opałowej 1000 kcal na m³. Zużycie wynosi od 4 do 5 tysięcy m³ na godz. przy produkcji 50 ton wyżarzonych rur na godzinę. Pozostają one w piecu od 25 do 35 minut, z tego przez 10 minut w strefie gorącej przy temperaturze rury od 910 do 920 C. Wychodzą z pieca w temperaturze 750 C, są niezwłocznie szlifowane i smołowane możliwie jak najszybciej. Ponowne wyżarzanie prawie się nie zdarza.

Smołowanie. Rury wchodzą do wanny mając temperaturę około 100 do 120 C. W tejże temperaturze utrzymywana jest kąpiel. Rury pozostają w niej przez pół do jednej minuty. Kąpiel ogrzewana jest wężownicami parowymi. Używa się pary przegrzanej o ciśnieniu 15 kG/cm². Mieszanina kąpieli składa się w 70% z średnio twardej smoły i w 30% z oleju asfaltowego, z którego usunięto oleje płynne poniżej 270 C. Po kąpieli rury są niezwłocznie ustawiane pochyło pod kątem 60°, obciekają i stygną przez 20 minut, zanim zostają złożone na rusztowaniu do wysyłki.

Rury kołnierzowe wyrabiane są sposobem odśrodkowym i używane do wysokich ciśnień. Używany jest normalny typ formy kielichowej z tym, że zewnętrzny profil formy pozostaje bez zmiany, a profil wewnętrzny formy w miejscu kielicha obrobiony jest zgodnie z profilem kołnierza. Po zużyciu się profilu kołnierza w formie, ta ostatnia wytoczona zostaje na normalny profil kielicha i używana jak normalna forma kielichowa.

Przy wyrobie rur kielichowych nie używa się piaskowych rdzeni kielicha. Formą dla czoła kołnierza jest płyta hematytowa, a wyniki są tak doskonałe, że niepotrzebną staje się obróbka tej czołowej powierzchni. Kołnierze po odlaniu są jedynie nawiercane. Gładki koniec rury obcina się na długość, gwintuje lekko stożkowo, po czym luźne kołnierze są nakręcane i zaciskane.

W rurach kielichowych zabrakowanych z powodu błędów w kielichu, obcinane są kielichy, nakręcane kołnierze na obu końcach, po czym rury sprzedaje się jako kołnierzowe. Kołnierze używane do tego celu są również lane odśrodkowo przy użyciu kokili hematytowej. W tym wypadku są takie odlewy tak dobre, że wymagają jedynie rozwiercania, gwintowania i wiercenia otworów na śruby. Czoło pozostaje znowu nieobrobione. W jednej formie można wykonać od 300 do 500 kołnierzy.

Mieszaniny do smołowania. W dyskusji ogólnej nad kwestią kąpieli *inż. H. Schlumberger z Gelsenkirchen Bergwerks A. G.* twierdził, że według niego zawsze będzie się odczuwać w wodzie pewien smak, o ile w kąpieli znajdować się będzie naftalen i że należy dołożyć wszelkich starań, aby wyeliminować go z kąpieli. To samo mamy również przy smołach i olejach ulegających dystylacji przy temperaturach poniżej 270 C. Mieszanina którą on poleca powinna się składać z 65% smoły i 35% olejów. Stosunek ten powinien być stale utrzymywany, a zawartość smoły nie może przekraczać nigdy 70%.

Po ustaleniu jak najkorzystniejszego ciężaru właściwego mieszaniny, należy używać stale gęstościomierza dla

kontroli wanny i trzymać się odpowiedniego ciężaru właściwego. Należy używać ciężkiego oleju antracenowego (maximum 2% przy 270°), ponieważ użycie lżejszych olejów czyni mieszaninę niestałą w zmieniających sę temperaturach.

Temperatura rur przy wprowadzeniu ich do smoły nie powinna nigdy przekraczać 200 C. Temperatura kąpieli powinna być starannie utrzymywana na wysokości 120 C. Rury nie powinny być sztucznie chłodzone, lecz należy im pozwolić ostygnąć, gdyż zbyt szybkie chłodzenie powoduje znowu niestałość powłoki. Czas pozostania rury w kąpieli zależy całkowicie od temperatury rury przy wejściu do kąpieli. Jeżeli obie temperatury są mniej więcej równe, półminutowa kąpiel da wynik bez zarzutu.

A. M.

DOROCZNY KONGRES FRANCUSKICH ODLEWNIKÓW W R. 1947 (c. d.)

2 *M. J. Prache*

PRÓBY MECHANICZNE ŻELIWA SZAREGO.

Jest rzeczą charakterystyczną, że żadna z metod określania własności wytrzymałościowych żeliwa szarego nie przyjęła się dotąd tak, jak np. metody określania wytrzymałości stali.

Tłumaczy się to tym, że metody określania własności wytrzymałościowych żeliwa są niewystarczające do oznaczania różnych charakterystycznych własności, których żądamy od żeliwa.

Zdaniem autora od żeliwa żąda się poza dobrą lejnością, odpornością na ścieranie, zdolnością do tłumienia drgań — sztywności; własności wytrzymałościowe nie są zwykle na pierwszym planie.

Nowoczesne metody fabrykacji żeliwa, a w szczególności dodawanie do płynnego metalu dodatków metali półszlachetnych prowadzą do otrzymywania metalu o podwyższonych własnościach wytrzymałościowych, przy czym metody te pozwalają otrzymywać żeliwo o wysokich własnościach wytrzymałościowych z dużą pewnością i dokładnością.

Obecnie używamy dwóch sposobów pobierania próbek do badania wytrzymałości żeliwa. Stosuje się albo próbki osobno lane, w których określa się zwykle wytrzymałość na rozciąganie i zginanie, albo próbki wycięte bezpośrednio z badanego odlewu, w których określa się zwykle wytrzymałość na ścinanie, zginanie, stosując odpowiednio zmniejszone próbki.

W obecnej chwili, gdy zamierza się znormalizować sposoby pobierania próbek powstaje pytanie, który sposób wybrać. Autor wypowiada swoje uwagi na ten temat.

Przy obecnym poziomie znajomości własności żeliwa próby mechaniczne stosowane dotąd nie dają nam potrzebnych dla użytkowania cyfr charakterystycznych.

Szczególnie utrudnia tą sprawę znana powszechnie wrażliwość żeliwa na grubość ścianek odlewu, spowodowana zależnością struktury i własnością odlewu od szybkości stygnięcia. Zasadniczo grubość ścianek uważamy jako miarę szybkości stygnięcia, aczkolwiek nie jest to całkowicie słuszne. Wielkość i kształt odlewów, obecność rdzeni itp. wpływają również obok grubości ścianek na szybkość stygnięcia odlewu, a co za tym idzie na jego własności. Dodatek pewnych składników np. Ni zmniejsza wrażliwość, jednak ze względu na tę wrażliwość należałoby pobierać próbki bezpośrednio z odlewu, aczkolwiek w wielu wypadkach prowadzi to do zniszczenia drogiego odlewu. W wypadku pobierania próbek bezpośrednio z odlewu, najłatwiej wycinać małe próbki np. na ścinanie i zginanie. Nie rozwiązują sprawy próbki przylane do odlewu, gdyż ich szybkość stygnięcia jest inna niż szybkość stygnięcia odlewu. Krzywe obrazujące zależność R_r, R_g, H_B od grubości ścianek dają możność porównania wyników otrzymywanych z badania osobno lanych sztabek pewnej średnicy z wytrzymałościami w różnych przekrojach samego odlewu.

Dla porównania różnych gatunków żeliwa dla celów normalizacji i klasyfikacji wydaje się najbardziej wskazana próbka osobno lana o ustalonych stałych wymiarach i lana w ściśle określonych warunkach. Autor przypomina doświadczenie *M. Bastiena*, który badał rozrzut własności wytrzymałościowych na ścinanie, zginanie i rozciąganie jednego gatunku żeliwa. Próbki do badania na ścinanie i zginanie wycięto z odlewu o grubości ścianki 12, 30 i 60 mm. Określenie wytrzymałości na rozciąganie przeprowadzono na próbkach obrabianych o ∅ 20 mm, wytoczonych ze sztabki surowo odlanej o ∅ 30 mm. Próby na rozciąganie przeprowadzono z różną szybkością. Najmniejszy rozrzut wytrzymałości na rozciąganie dały próbki z uchwytem gwintowanym, rozciągane przy szybkości 1 t/sek., rozrzut ten nie przekroczył 5%, podczas gdy przy określeniu wytrzymałości na ścinanie i zginanie małych próbek wytoczonych z odlewu rozrzut wynosił 25% i więcej.

Z powyższego autor wyprowadza następujące wnioski:

1) Klasyfikację żeliwa należy oprzeć na wytrzymałości na rozciąganie określonej w osobno odlanych próbkach.

2) Dla kontroli fabrykacji i odbioru technicznego przy badaniu własności mechanicznych żeliwa można oprzeć się na R_r i R_g z próbek osobno odlanych.

3) W pewnych poszczególnych wypadkach badania odlewów, specjalnie gdy chodzi np. o badanie odlewów uszkodzonych w czasie pracy, można stosować próbki wytoczone bezpośrednio z odlewu.

C. K.

INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP ZAWIADAMIA, ŻE UKAZAŁY SIĘ W DRUKU ZESZYTY 6 i 7

PORADNIKA TECHNICZNEGO

„MECHANIK"

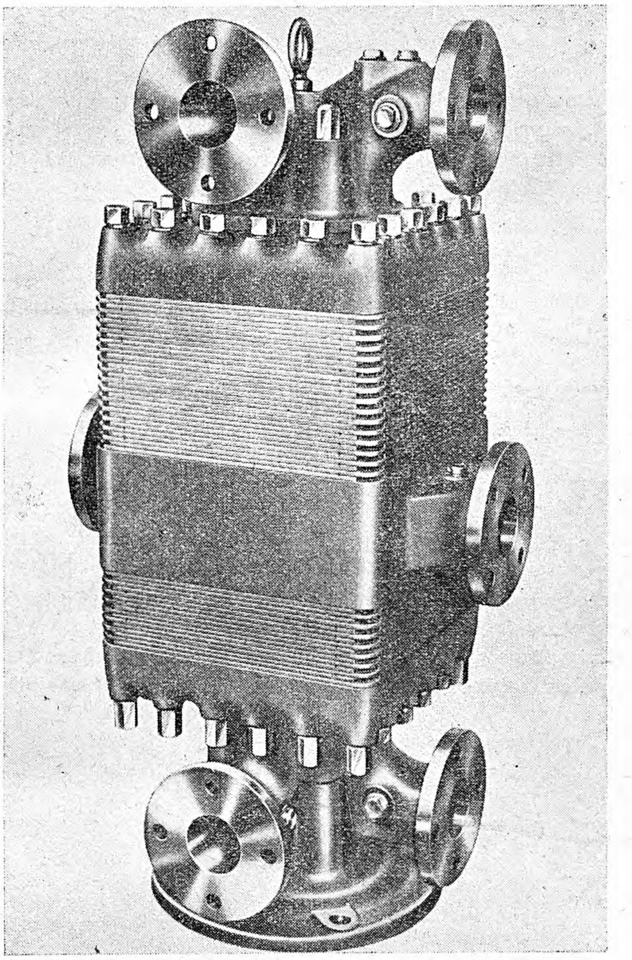
NAKŁADEM INSTYTUTU WYDAWNICZEGO SIMP

PRZEGLĄD PRASY TECHNICZNEJ

Wymienniki ciepła dla silników spalinowych

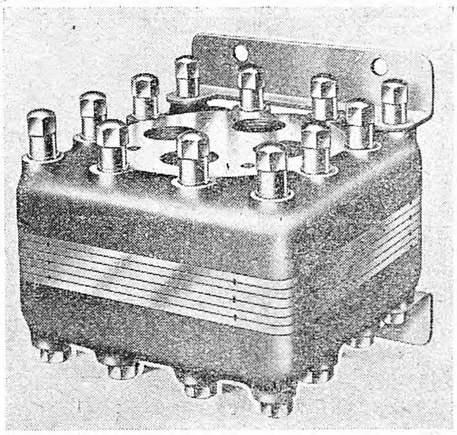
Chłodzenie zamkniętych obiegów wody i oliwy w silnikach spalinowych jest rzeczą pierwszorzędnej wagi, wskutek tego i odpowiednie urządzenia chłodnicze są przedmiotem stałych badań i dociekań. Między innymi znajdują bardzo szerokie zastosowanie wymienniki ciepła, szczególnie dla okrętowych wysokosprawnych silników spalinowych.

Opisane poniżej urządzenia są produkowane przez firmę *British Twin and Clarifiers Ltd.*



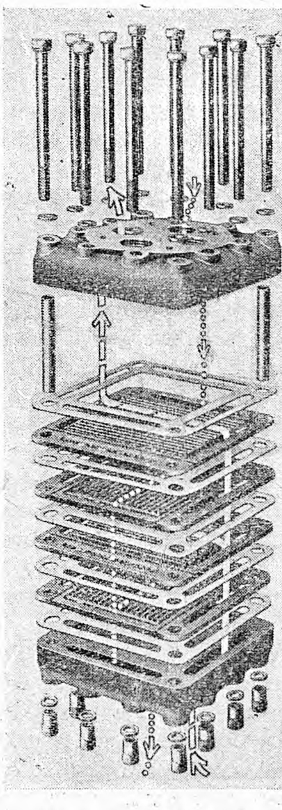
Rys. 1. Wymiennik ciepła *Simplato* do chłodzenia wody i oliwy.

Wymiennik cieplny typu *Simplato*, w którym jednocześnie jest chłodzona woda i oliwa, pokazany jest na rys. 1. Odznacza się on zwartą budową i składa się z szeregu płyt oraz 3 głowic: dolnej, środkowej i górnej, ściągniętych śrubami. Każda z głowic posiada wlot i wylot dla jednej z cieczy: wody chłodzącej, wody chłodzonej lub chłodzonej oliwy. Rys. 2 przedstawia wymiennik cieplny przeznaczony tylko do chłodzenia wody. Jak widzimy głowica ma cztery otwory — dwa dla wody chłodzącej i dwa dla wody chłodzonej. Płyty we wszystkich tych wymiennikach są identyczne, jedynie głowice są różne ze względu na ilość i rozmieszczenie wlotów i wylotów. Zestawienie części składowych wymiennika do chłodzena jednej cieczy i zasada jego obiegu jest pokazane na rys. 3, na którym części te są rozsunięte i ustawione względem siebie tak, jak podczas pracy.



Rys. 2. Wymiennik ciepła do chłodzenia wody.

Jak już poprzednio zaznaczono, całość urządzenia składa się z płyt i głowic ześrubowanych razem. Płyty są miedziane i posiadają podłużne wykroje na czterech brzegach płyty, które po skręceniu szeregu płyt tworzą pionowe kanały ciągłe. Uszczelki dzielące płyty posiadają również identyczne podłużne wykroje. Poza tym płyty po-



Rys. 3. Części składowe i zasada obiegu wymiennika do chłodzenia jednej cieczy.

sładają na jednej powierzchni równoległe rowki, które łączą wykroje na dwóch przeciwległych brzegach, tak że po zetknięciu się płyt powstaje szereg kanalików łączących dwa ciągłe pionowe kanały. Płyty składane są tak, aby rowki dwuch stykających się płyt były prostopadłe, dzięki czemu każda para ciągłych kanałów pionowych jest połączona z oddzielnym zespołem kanalików. Na rys. 3 ciągłą linią pokazany jest przepływ wody chłodzącej, a linią kropkowaną przepływ cieczy chłodzonej. np. oliwy. Widzimy, że jeden ciągły kanał pionowy służy dla dopływu, a drugi dla odpływu cieczy. Ciecze przepływają więc w przeciwprądzie, przy czym kierunki przepływu są poza tym prostopadłe do siebie. Wobec dużych powierzchni rowkowanych płyt i ich dobrego przewodnictwa chłodzenie jest bardzo skuteczne.

Budowa tych wymienników zapewnia poza tym, że nie może nastąpić zmieszanie się dwuch płynów wskutek uszkodzenia się uszczelki, bowiem przeciekająca oliwa lub woda przedostanie się do specjalnych rowków sięgających krawędzi płyt i przez które wycieka na zewnątrz, sygnalizując natychmiast uszkodzenie uszczelki. Wyloty tych rowków są widoczne na rys. 1 i 2 w postaci ciemnych plamek.

Na tej samej zasadzie działa wymiennik do równoczesnego chłodzenia dwuch cieczy. Woda chłodząca dopływa do środkowej głowicy i rozdziela się na górny i dolny zespół płyt, które służą dla poszczególnych cieczy chłodzonych i których przestrzenie „chłodzone" ze sobą nie komunikują się. Takie połączenie daje duże korzyści zarówno ze względu na oszczędność miejsca, które jest specjalnie ważne np. w urządzeniach okrętowych, oszczędność wody chłodzącej oraz oszczędność na przewodach łączących.

Opisane wymienniki cieplne są wykonywane z metali kolorowych, mianowicie: głowice i śruby łączące z brązu, płyty natomast z miedzi. Na żądanie głowice mogą być wykonane z żeliwa. Pojemność wymienników cieplnych może być zmieniana przez dodanie lub ujęcie płyt, poza tym płyty mogą być ustawiane szeregowo. Używane są dwie wielkości wymienników o płytach 180 x 180 mm — dla silników o mocy do 150 KM, lub też 320 x 320 mm dla silników do mocy 500 KM. Każdy wymiennik ciepła jest poddany próbie ciśnienia powietrzem o prężności 7 atn. Przewód wody chłodzącej jest zaopatrzony w sito (w siatkę).

Wymienniki ciepła *Simplato*, mają cały szereg innych zastosowań oprócz wyżej wspomnianych, np. mogą być używane do międzystopniowego chłodzenia gazów lub powietrza przy wielostopniowych sprężarkach, jak również w całym szeregu przemysłowych procesów chłodzenia, stosowanych w przemyśle chemicznym.

Inż. mech. J. Rafalski.

Na podstawie Engineering, No 7, 1947 i materiałów dostarczonych przez British Council w Warszawie.

Sprawdzanie podziałki kątowej przy pomocy precyzyjnego graniastosłupa wielobocznego

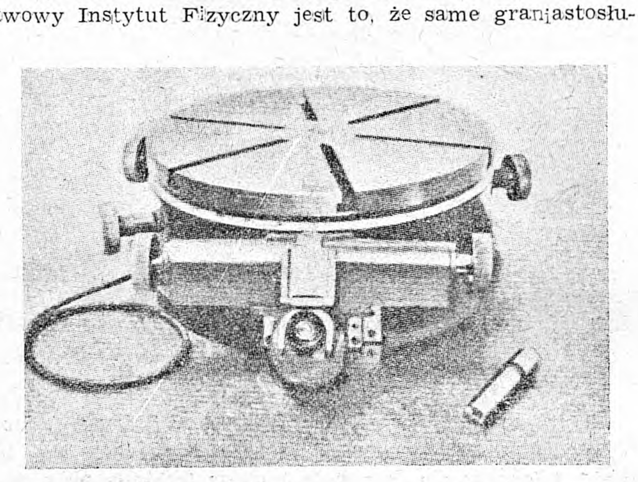
W ostatnich latach daje się zauważyć znaczny wzrost zastosowania warsztatowych przyrządów pomiarowych do precyzyjnych pomiarów kątowych.

Wzrost ten dotyczy szczególnie typu przyrządów, w których kąty są odczytywane bezpośrednio na skalach kątowych, wykonanych ze szkła i wbudowanych w przyrząd. Przykładem takiego przyrządu jest optyczny obrotowy stół podziałowy, przedstawiony na rys. 1, wyrobu firmy *Optical Measuring Tools Ltd* Slough, Anglia.

Stół ten posiada poziomą płytę obrotową, której kątowe położenie można odczytać przez mikroskop, wbudowany w podstawę i skierowany na skalę, wykonaną ze szkła i przytwierdzoną ściśle współśrodkową do dolnej części płyty obrotowej. Podziałka posiada oznaczone liczbowo działki jednostopniowe na całym obwodzie. Odczyty pośrednie wykonuje się przy pomocy siatki, umieszczonej w okularze mikroskopu. Siatka ta, obejmuje obszar jednego stopnia, w odstępach co 1/2 minuty. Położenie stołu można ustalić przez ocenę z dokładnością do 0,1 min.

Skale szklane w tych przyrządach są zwykle wzorcowane z dokładnością kilku sekund. Doświadczenia wykonane przez Państwowy Instytut Fizyczny *(National Physical Laboratory)* wykazały, że błędy wskazania tych przyrządów mają charakter sinusoidalny i wynikają z nieodłącznych trudności umieszczenia skal kątowych ściśle współśrodkowo z osią obrotu stołu. Na przykład: mimośrodowość 0,0025 mm w ustaleniu skali o średnicy 150 mm powoduje błąd sinusoidalny wskazania, wynoszący 12 sek.

Dla wyznaczenia błędu sinusoidalnego stołu wystarcza sprawdzić dokładność wskazań dla 12 położeń, rozmieszczonych wzdłuż obwodu. To sprawdzenie można przeprowadzić metodą stosującą wzorcowy graniastosłup wieloboczny. Zaletą tej metody, zapoczątkowanej przez Państwowy Instytut Fizyczny jest to, że same graniastosłupy mogą być dokładnie wzorcowane stosunkowo prostymi środkami. Ponadto wzorcowanie stołu wymaga tylko jednego odczytania mikrometru optycznego w każdym punkcie porównania ze wskazaniem podziałki stołu, wobec dwóch odczytań koniecznych przy wzorcowaniu metodą mikroskopu. Wreszcie położenie samego graniastosłupa

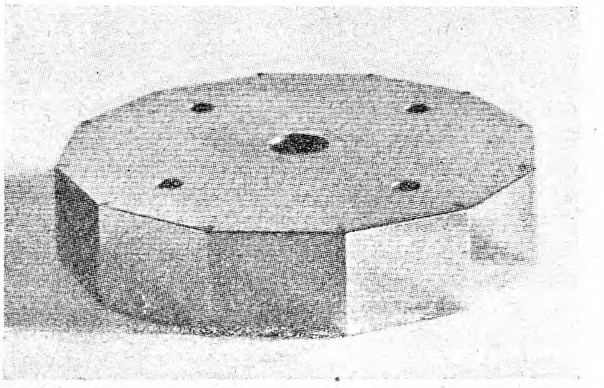


Rys. 1. Obrotowy stół podziałowy firmy *Optical Measuring Tool Ltd.*

wzorcowego może nie być dokładnie współosiowe ze sprawdzaną obrotową płytą stołu.

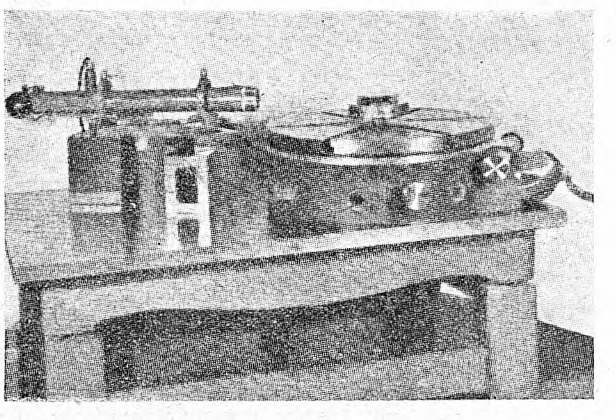
Zasada metody graniastosłupa wzorcowego.

Graniastosłup wzorcowy, stosowany w omawianej metodzie przedstawia rys. 2. Graniastosłup ten jest płytą o grub. 15 mm i o odległości równoległych płaszczyzn bocznych, równej 75 mm. Graniastosłup jest wykonany ze stali nawęglonej i hartowanej i jest poddany zwykłej obróbce cieplnej dla osiągnięcia stabilizacji wymiarowej. Górna i dolna powierzchnia graniastosłupa są płaskie



Rys. 2. Wzorcowy graniastosłup wieloboczny.

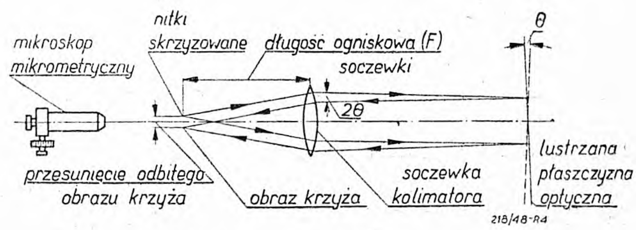
i równoległe w granicach 2,5 mikrona. Graniastosłup posiada 12 lustrzanych płaszczyzn bocznych, wykończonych docieraniem dla nadania im płaskości w granicach 0,125 mikrona i prostopadłości względem górnej i dolnej płaszczyzny w granicach 2,5 mikrona. Kąt środkowy poszczególnych płaszczyzn wynosi 30⁰ z odchyłką zależną od dokładności wykonania. Przy zachowaniu dopuszczalnej odchyłki w granicach 10 sekund i znanej dokładnej wartości samych kątów, można uważać graniastosłup wzorcowy za przydatny do sprawdzania podziałek kątowych. Graniastosłup posiada otwory dla założenia i przytwierdzenia go do płyty.



Rys. 3. Sprawdzanie podziałki stołu podziałowego przy użyciu graniastosłupa wzorcowego i autokolimatora.

Zestaw dla wzorcowania stołu podziałowego przy pomocy omawianego graniastosłupa przedstawia rys. 3. Kolimator mikrometryczny, widoczny z lewej strony rysunku, jest tak wyregulowany, że gdy podziałka badanego stołu jest ustawiona dokładnie na 0, wówczas obraz stałego oświetlonego pionowego krzyża, znajdującego się w kolimatorze, odbity od jednej z płaszczyzn graniastosłupa jest widoczny w okularze. Przesunięcie boczne odbicia w okularze mierzy się przy pomocy pary nitek, ustawionych równolegle i tak wyregulowanych, by obejmowały obraz symetrycznie. Bęben mikrometryczny kolimatora posiada podziałkę umożliwiającą bezpośrednie odczytanie z dokładnością do 0,1 sekundy przez ocenianie.

Mając odczytanie autokolimatora, odpowiadające położeniu zerowemu stołu, skręca się płytę stołu w położenie, dające odczytanie szklanej skali dokładnie równe 30^0. Następuje drugie odczytanie autokolimatora, przy czym odbicie krzyża pochodzi tym razem z sąsiedniej płaszczyzny bocznej graniastosłupa. Różnica obu odczytań autokolimatora wyraża różnicę między rzeczywistym kątem obrotu stołu, jaki wykonano przy zmianie jej położenia od 0 do 30^0, a kątem, zawartym między dwiema sąsiednimi płaszczyznami graniastosłupa, użytymi do odczytań. Wykonując ten pomiar co 30^0 przez pełny obrót stołu, można wyznaczyć błędy podziałki stołu w odpowiednich położeniach, wyrażone przy pomocy znanych kątów między płaszczyznami graniastosłupa.



Rys. 4. Zasada działania autokolimatora.

Metoda graniastosłupa może być rozszerzona i np. mogą być użyte graniastosłupy, mające rozmaite liczby płaszczyzn odbijających i przez stosowny dobór graniastosłupa mogą być wzorcowane skale kątowe o działkach co 1 stopień.

Autokolimator.

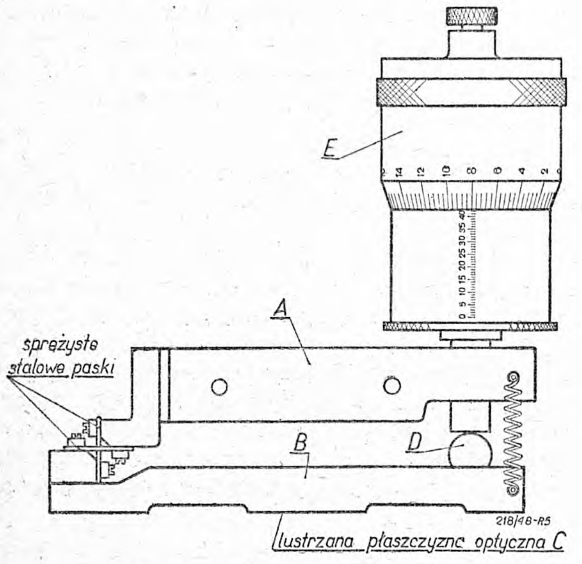
Z poprzedniej treści wynika, że autokolimator stanowi ważną część składową w stosowaniu opisywanej metody. Zasadę działania tego przyrządu podaje rys. 4.

Częściami składowymi autokolimatora są mikroskop mikrometryczny, soczewka skupiająca oraz oświetlony krzyż, umieszczony w płaszczyźnie ogniskowej soczewki. Promienie stanowiące obraz krzyża, są odbite od odpowiednio ustawionej na drodze optycznej płaszczyzny graniastosłupa i skupione z powrotem w płaszczyźnie ogniskowej, w której leży krzyż. Małe odchylanie kątowe Θ płaszczyzny odbijającej daje przesunięcie obrazu krzyża w płaszczyźnie ogniskowej o wielkość 2 Θ pomnożoną przez długość ogniskową soczewki kolimatora. To przesunięcie obrazu mierzy się przy pomocy mikroskopu mikrometrycznego, którego bęben nosi podziałkę umożliwiającą bezpośrednie odczytanie kąta Θ w połówkach sekund.

Wzorcowanie graniastosłupa.

Kąty zawarte między poszczególnymi płaszczyznami graniastosłupa wzorcowego można zmierzyć dokładnie przy użyciu metody podobnej do tej, jaka jest stosowana do sprawdzania równomierności podziałek liniowych, tj. przez przesuwanie tych podziałek skokami w polu widze-

nia dwóch mikroskopów mikrometrycznych. Sposób ten pozwala na porównanie między sobą długości dowolnej działki z każdą inną.



Rys. 5. Kątomierz *Tomlinsona* do pomiaru małych kątów.

Graniastosłupy można wzorcować przy użyciu jednej z dwóch metod. Pierwsza posługuje się dwoma autokolimatorami tak wyregulowanymi, by chwytały odbicie pochodzące z dwóch sąsiednich płaszczyzn wzorcowanego graniastosłupa, umieszczonego na stole obrotowym. Odczytania wykonuje się dla każdej pary płaszczyzn graniastosłupa, po czym skręca się stół wraz z graniastosłupem tak, by wprowadzić następną parę płaszczyzn przed kolimatory. Odczytania i obroty powtarza się aż do wykonania odczytań na wszystkich bokach graniastosłupa. W ten sposób można wzajemnie porównać wielkości wszystkich kątów graniastosłupa.

Druga metoda wzorcowania polega na użyciu dwóch graniastosłupów o jednakowej ilości płaszczyzn bocznych i umieszczonych jeden na drugim na wspólnym stole obrotowym. W tym przypadku używa się tylko jednego autokolimatora tak ustawionego, by można obserwować płaszczyzny górnego lub dolnego graniastosłupa. Odczytania położeń poszczególnych płaszczyzn graniastosłupów, stanowią podstawę dla porównania wielkości kątów obu graniastosłupów, z czego można obliczyć bezwzględne wartości kątów.

Kątomierz Tomlinsona do pomiaru małych kątów.

Należy jeszcze rozważyć metodę wzorcowania podziałki mikroskopu mikrometrycznego: oczywiście metoda graniastosłupa wielobocznego nie nadaje się do wzorcowania tak małych odstępów. Dla tego celu został skonstruowany przez zmarłego *dra Tomlisona* instrument dla pomiaru małych kątów, którego schemat pokazany jest na rys. 5.

Instrument ten składa się ze stalowej płyty A, z którą jest połączona przegubowo płytka B przy pomocy sprężystych stalowych skrzyżowanych pasków. Położenie płytki B można zmieniać śrubą mikrometryczną E, która się o nią opiera kulką D. Odległość punktu styku kulki z płytką od przegubu sprężystego jest tak dobrana, że przesunięcie osiowe 0.025 mm punktu styku D powoduje skręt płytki B o jedną minutę kątową (odległość ta w danym wypadku jest dostosowana do podziałki mikrometrów calowego i wynosi 3,44 cala).

Dolna powierzchnia C płytki B jest lustrzana i dokładnie płaska i ma za zadanie odbijać obraz krzyża autokolimatora. Kątomierz ten umieszcza się dla pomiaru w takim położeniu, że jego powierzchnia odbicia C leży w przybliżeniu w środku czołowej powierzchni przyrządu wzorcowanego. W tym położeniu płyta A zostaje przytwierdzona przy pomocy otworów, przeznaczonych do tego celu.

Naprzeciw kątomierza umieszcza się autokolimator tak, by otrzymać odbicie od lustrzanej powierzchni C. W ten sposób można sprawdzić drobne odstępy podziałki przez porównanie ich ze znanymi wychyleniami zawiasowej płytki B kątomierza. Przy zmianie położenia śruby mikrometrycznej o 1 działkę, można sprawdzić położenie płytki B z dokładnością do 0,5 mikrona. W ten sposób dokładność kątomierza jest rzędu 1 sekundy.

(British Science News, Vol. 1 No 6, 1948 pp 19—20).

S. S.

Aparat przenośny do pomiaru stanu wody

Często zachodzi potrzeba zapisywania i kontroli zmian poziomu wody w zbiornikach i basenach, stałe jednak instalacje aparatów samopiszących uzasadnione są tylko przy dużych zbiornikach i basenach. Do tego celu zwykle stosowane są aparaty składające się z manometru połączonego przy pomocy szczelnych przewodów z gumowym workiem (gruszką) zanurzonym w wodzie. Zmiana wysokości warstwy wody nad gumowym workiem powoduje zmianę ciśnienia powietrza w nim, a tym samym wykreślenie tej zmiany przez przyrząd piszący manometru.

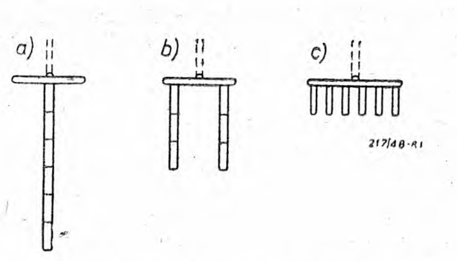
Potrzebne więc są urządzenia o zwartej i lekkiej budowie, dostosowane do wykreślania obserwacji wzdłuż całej szerokości (lub promienia) wykresu, przy zbiornikach o różnej głębokości i niezależnie od trudnych do stałego zachowania warunków, jak np. szczelność przewodów.

Aparat o takiej charkterystyce został skonstruowany przez *J. Waltera* naczelnego inżyniera kolei L.M.S. w Anglii. Aparat ten daje odczyty o pełnym wykorzystaniu podziałki przy zmiennym zakresie wzrostu i spadku poziomu wody.

Składa się on z szeregu zamkniętych rurek mosiężnych zanurzonych w wodzie, i zawieszonych na wadze sprężynowej. Na podstawie prawa Archimedesa, zmiana poziomu wody będzie oddziaływała na wagę sprężynową wskutek pozornej zmiany ciężaru rurek w miarę jak się będą zanurzały, lub wynurzały z wody ze zmianą jej poziomu. Z wagą sprężynową jest połączony aparat samopiszący, który kreśli wykres na taśmie papieru, przesuwanej mechanizmem zegarowym.

Aparat jest wyposażony w 6 rurek o średnicy 1 cala i długości 300 mm, szczelnie zamkniętych na końcach i zaopatrzonych w złącza gwintowane.

Jeśli wszystkie rurki są skręcone ze sobą w jedną całość (rys. 1a) aparat wykreśla zmiany poziomu wody w granicach od 0 do 1,8 m, a droga przyrządu samopi-



Rys. 1. Schemat aparatu do pomiaru stanu wody.

szącego wpoprzek wykresu będzie odpowiadać wysokości 1,8 m zmiany poziomu wody. Jeśli rurki są skręcone w dwuch grupach po 3 (rys. 1b), szerokość wykresu odpowiada zmianie poziomu 0,9 m. Skręcenie rurek jak rys. 1c mierzy zakres od 0 do 0,3 m, a szerokość wykresu odpowiada 0.3 m zmianie poziomu wody.

Widać z tego, że wskutek odpowiedniego skręcenia rurek podziałka wykresu staje się większa, a dla małych wahań poziomu wody można otrzymać wyraźny wykres.

Rurki przytwierdzone są do małej głowicy, zawieszonej przy pomocy mosiężnego łańcucha i haczyka na strunie, przeprowadzonej przez rolki, umieszczone na łożysku kulkowym, do wagi sprężynowej.

Należy zawsze używać pełnej ilości rurek, dla której aparat został wycechowany i nie zmieniać długości łańcucha. Waga sprężynowa i aparat piszący znajdują się w pudle, które można zawiesić w dowolnym miejscu na ścianie zbiornika. Rolka struny jest umieszczona na wysięgu, który służy do utrzymywania rurek w odpowiedniej odległości od ścian zbiornika.

Można postawić zarzut, że skoro rurki zmieniają pozornie swój ciężar ze zmianą poziomu wody, będą się one same wznosić i opadać dzięki ruchom sprężyny. Jest to słuszne, jednakże całkowita droga sprężyny wynosi ok. 10 mm, stąd błąd pomiaru przy długości rurek 1,8 m wynosi tylko 0,5%, zaś przy długości 0,3 m — 3,1%. Błąd ten zostanie wyrównany przez to, że poziom wody w dużych zbiornikach również nie jest spokojny.

Z uwagi na przeznaczenie aparatu nie uważano za stosowne włączać w konstrukcję urządzenia kompensacyjne.

Średnicę i długość rurek w opisanym przyrządzie obrano z uwagi na jego przewidziane przeznaczenie. Zmieniając wymiary rurek i sprężyny można aparat ten dostosować do notowania zmian w żądanym zakresie.
(British Science News, Vol. 1, No 5, 1948, p. 22.

S. S.

Betatron o 20 milionach woltów

Olbrzymim postępem na polu rentgenograficznych badań w przemyśle było zbudowanie *betatronu* o napięciu 20 milionów wolt w *Picatinny Arsenal w Dower N. J.* Pozwala on na wytwarzanie promieni Roentgena (promieni X) o mocy dostatecznej do przeniknięcia płyty stalowej o grubości 20 cali (50,8 cm) i do wykrywania w niej skaz nawet o bardzo małych wymiarach.

Wytwarzanie promieni Roentgena przy pomocy betatronu jest wynalazkiem *Donalda W. Kersta,* fizyka, z uniwersytetu w *Illinois.*

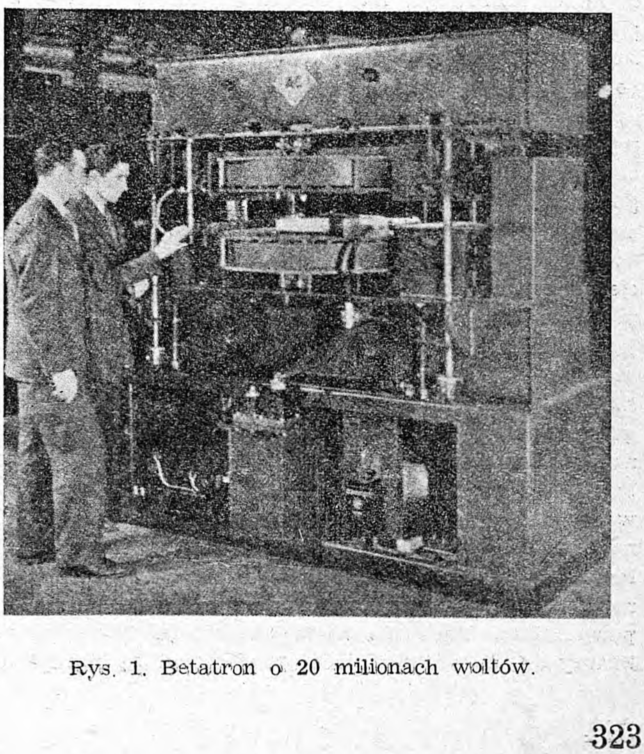
Olbrzymia przenikliwość promieni X, otrzymanych z wymienionego betatronu nie tylko zmniejsza wydatnie czas potrzebny do naświetlania kliszy, przy dokonywaniu zdjęć rentgenowskich, ale posiada i inne, bardzo ważne zalety.

Dokładność wykrywania tą drogą skaz w konstrukcjach stalowych jest bardzo duża, oraz nie ulega zmniejszeniu gdy ta skaza jest głęboko w materiale. Np. pęcherzyk o średnicy 0,03 cala (0,76 milimetra) w odlewie staliwnym wyszedł jednakowo ostro na zdjęciu, gdy jego zagłębienie w materiale było 5 cali (12,7 cm) jak i wtedy, gdy to zagłębienie wynosiło 18 cali (45,7 cm).

Promienie X wytwarzane tą drogą wychodzą prawie z jednego punktu, a rozwartość wiązki jest bardzo duża. Dzięki temu zdjęcia są ostre, a umieszczając kliszę w pewnej odległości od przedmiotu możemy automatycznie uzyskać powiększone zdjęcie.

Ponieważ promienie rozchodzą się w postaci stożka, którego położenie i wymiary są uwarunkowane konstrukcją aparatu, więc obsługa nie jest narażona na ich szkodliwe dla zdrowia działanie — wystarczy przy manipulowaniu aparatem omijać ten stożek. Całe urządzenie może być obsługiwane przez jednego człowieka. Zwykła metoda otrzymywania promieni X polega na wytwarzaniu dużej różnicy potencjałów pomiędzy źródłem elektronów i tarczą, zwaną antykatodą. Energia ich jest równa energii elektronów w momencie gdy padają na antykatodę. Zadaniem *betatronu* jest wytworzenie elektronów o wielkiej szybkości, a więc i dużej energii kinetycznej, aby otrzymać promienie o dużej energii a więc i przenikliwości. Z powodu trudności izolacyjnych nie możemy wytwarzać w instalacjach dotychczasowego rodzaju większej różnicy potencjałów niż 4 miliony wolt.

Betatron działa na zupełnie innej zasadzie. Składa się on z elektromagnesu, zasilanego prądem zmiennym i z kolistego naczynia, umieszczonego między jego biegunami. W naczyniu tym jest próżnia. Zasada działania jest analogiczna do działania transformatora. Podczas pierwszej ćwiartki okresu zmienności prądu zasilającego, natężenie rośnie od 0 do wartości maksymalnej; rośnie również strumień magnetyczny. W transformatorze otrzymalibyśmy ruch elektronów w uzwojeniu wtórnym, a napięcie na końcach tego uzwojenia byłoby proporcjonalne do ilości zwojów. W betatronie źródłem elektronów (odpowiadających elektronom w uzwojeniu wtórnym transformatora) jest żarzący się drut; — elektrony pod wpływem zmian strumienia wirują wewnątrz naczynia. Wielkość



Rys. 1. Betatron o 20 milionach woltów.

tego strumienia jest tak dobrana, że elektrony podczas zmian okresowych prądu krążą po zamkniętych orbitach. Po każdym obrocie są one przyśpieszane podczas okresu zmienności prądu; gdy uzyskają wymaganą energię następuje zmiana kierunku strumienia przez uzwojenie dodatkowe i elektrony pędzą po linii prostej, uderzając w tarczę platynową i powodują powstanie promieni X.

W opisywanym betatronie elektromagnes był zasilany prądem o częstotliwości 180 okresów/sek. Elektrony były przyspieszane w ciągu 1/720 sek. (ćwierć okresu). W tym czasie wykonały one 350.000 obrotów, przebywając 250 mil., osiągając prędkość 186.000 mil./sek. — a więc prawie równą prędkości światła. Jest to największa szybkość otrzymana przez człowieka.

Betatronu nie należy mylić z *cyklotronem*, przyrządem przyśpieszającym wielokrotnie cięższe jony dodatnie; jego konstrukcja i działanie są zupełnie inne; cząsteczki przyśpieszane przez cyklotron poruszają się po spirali. Wymiary *cyklotronu* są dużo większe. Dla przykładu przytoczę, że *cyklotron* o 10 milionach wolt na uniwersytecie w Illonois zawiera elektromagnes o ciężarze rdzenia 60 ton, owinięty drutem miedzianym wagi 10 ton. Podstawa waży 37 ton. Całe urządzenie wystarcza do wypełnienia sporej hali. Opisany betatron zawiera elektromagnes o wadze 3,5 ton, a całość waży zaledwie 4 tonny. Przyrząd jest tak niewielki, że musi stać na podstawie, aby można było przy nim wygodnie manipulować.

Betatron pozwala na uzyskanie prawie dowolnie wielkich energii — ograniczenia są tu natury czysto technicznej. Budowany obecnie w Illinois betatron na 250 milionów wolt pozwoli osiągnąć energię promieni kosmicznych, co umożliwi dokładne ich zbadanie w laboratoriach,

Świat uczonych oczekuje wytworzenia przez człowieka tajemniczego wytworu promieni kosmicznych — mezonu.

inż. R. Wyrzykowski.

Mechanical Engineering Vol. 69 N. 1 pp. 34, 35.

POLEMIKA

LIST PROF. DR INŻ. M. T. HUBERA W SPRAWIE ARTYKUŁU PROF. DR INŻ. B. LANGRODA PT. „TEORIA TARCIA W ŚWIETLE ZEJŚCIA POJAZDU KOLEJOWEGO Z SZYN".

Nader interesujący artykuł *prof. Langroda*, który się ukazał w Nr. 6 Przeglądu Mechanicznego z br., zniewala mnie do zajęcia stanowiska w poruszonej tam kwestii podstawowej mechaniki technicznej. Należy bowiem traktować ją jako hipotezę oryginalną Autora artykułu wyrażoną słowami: „że jednocześnie z tarciem ślizgowym w pewnym kierunku może istnieć przyczepność w kierunku innym". Dla wyjaśnienia dodam, że „przyczepnością" nazywa *prof. Langrod* zgodnie z terminologią tradycyjną inżynierów kolejowych, to co w mechanice ogólnej i technicznej nazywamy tarciem zczepnym (niem. *Haftreibung)* albo tarciem statycznym, a które gra rolę donisłą w kolejnictwie w postaci tego współczynnika liczbowego, na podstawie którego oblicza się granicę górną siły pociągowej parowozu, mnożąc obciążenie łączne osi napędowych przez ten współczynnik (o wartości $\leq$ 0,25).

Współczynnik ten jest, jak wiadomo, w tych samych zresztą warunkach z reguły większy od współczynnika tarcia kinetycznego, tj. tarcia w przypadku, gdy zachodzi względny ruch postępowy (ślizganie) elementów stykających się; w zagadnieniu omawianym — koła i szyny. Stosownie do określenia powyższego tarcie „zczepne" znika przy ślizganiu z dowolnie małą prędkością, bez względu na to czy powodem ślizgania jest jedna siła, czy też wypadkowa kilku sił. Nie może być zatem mowy o istnieniu przyczepności w kierunku innym aniżeli kierunek ślizgania, jeżeli stoimy na gruncie „praw" tarcia jako siły mającej zawsze kierunek wprost przeciwny do kierunku ślizgania. Dlatego byłoby lepiej zmodyfikować hipotezę *prof. Langroda* w duchu np. moich rozważań na temat tarcia, ogłoszonych niedawno w Przeglądzie Mechanicznym. Zwróciłem tam uwagę na fakt doświadczalny, że opór tarcia może zbaczać od kierunku ustalonego w tradycji, jeżeli powierzchnie trące nie mają charakteru izotropowego. Znaczy to, że chropowatości powierzchni są ugrupowane w rzędy równoległe, jak to bywa na skutek obróbki zwyczajnej lub procesu walcowania. Wtedy współczynniki tarcia są zależne od orientacji względem kierunku ślizgania, a z tego wynika, że przy pewnej orientacji kierunek tarcia może zbaczać od kierunku ślizgania. Wtedy stożek tarcia przestaje być stożkiem obrotowym. Niemal napewno zachodzi to przy stykaniu się obręczy koła (wyślizganej w kierunku obwodu) z szyną.

Wzory przytoczone przez *prof. Langroda* z piśmiennictwa techniczno-naukowego niemieckiego spotkały się słusznie z Jego nieufnością, ale ta nieufność objaśnia się, jak sądzę, zbyt uproszczonymi schematami teoretycznymi jakie tam stosowano dotychczas, co prawda z powodu wielkiej złożoności zagadnienia. Żałuję, że nie mogę na razie zająć się bliżej tą sprawą, poprzestając na należycie uzasadnionej krytyce pozytywnej szczegółu wymienionego na wstępie.

Prof. dr inż. M. T. Huber

Gdańsk—Wrzeszcz
Dnia 16 sierpnia 1948 r.

ODPOWIEDŹ PROF. DR INŻ. A. LANGRODA.

Tarcie suche metalu o metal ma w kolejnictwie bodaj większe znaczenie niż w jakiejkolwiek innej dziedzinie techniki. Z siły tarcia korzysta technika kolejowa do przenoszenia siły maszyny pociągowej na pociąg i do hamowania pociągu. Ponadto siła ta wpływa na prowadzenie pociągu podczas biegu po łukach i na bezpieczeństwo przed zejściem kół z szyn. To też najwięcej doświadczeń w celu poznania praw tarcia suchego wykonano w kolejnictwie. Wspomnę tylko doświadczenia *Douglas Galtona, Wicherta, Poiréego i Metzkowa:* Według wyników tych doświadczeń prawa tarcia suchego *Poissona* nawet w przybliżeniu nie odpowiadają rzeczywistości. Współczynnik tarcia suchego zmniejsza się w sposób ciągły z wzrostem szybkości i np. współczynnik tarcia między klockiem hamulcowym i kołem jest przy szybkości 90 km/godz. przeszło 3-krotnie mniejszy niż przy ruszaniu z miejsca. Ta ciągłość istnieje na-

wet przy najmniejszych szybkościach, a współczynnik tarcia statycznego stanowi tylko początkową wartość współczynnika tarcia kinetycznego. Następnie współczynnik tarcia suchego zmniejsza się z wzrostem nacisku. Te właściwości tarcia suchego są uwzględnione nawet liczbowo w międzynarodowych przepisach kolejowych dotyczących hamowania, np. przy określaniu tzw. ciężaru hamowanego, wypisanego na każdym wagonie. Zjawisk tych nie można nawet drogą teoretycznego rozumowania przypisać anizotropowości powierzchni ślizgowych, a praktycznie powierzchnie te są izotropowe, zwłaszcza że doznają dalszego wygładzenia w ruchu.

Z powyższego widzimy, jak mylne mogą być rzekome prawa przyrodnicze ustalone nie na doświadczeniach lecz tylko na wyczuciu, choć przez fizyka o takim autorytecie jak *Poisson.* Czy zatem nie może być mylne także twierdzenie, że „nie może być mowy o istnieniu przyczepności w kierunku innym aniżeli kierunek ślizgania"? Bez doświadczeń nie można twierdzić, że jest inaczej, lecz też nie można twierdzić, że jest tak. *Prof. Huber* podnosi, że „tarcie zczepne znika przy ślizganiu z dowolnie małą szybkością". W rzeczywistości tarcie to stanowi tylko granicę tarcia kinetycznego i tylko ze względów praktycznych dajemy tej granicy osobną nazwę. Oczywiście siła tarcia kinetycznego ma zawsze kierunek wprost przeciwny do kierunku ślizgania. Jednak nie wyklucza to, że kiedy podczas ślizgania się ciała w pewnym kierunku w pewnej chwili wystąpi nowa siła, działająca na ciało w kierunku innym, lecz w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny ślizgania, ciało tak długo nie zmieni swego kierunku ruchu, aż ta nowa siła nie przekroczy pewnej wartości, poczem dopiero rozpocznie zmieniać się kierunek ruchu i kierunek siły tarcia kinetycznego. Tak przed osiągnięciem przez tę nową siłę powyższej wartości granicznej jak i potem siła tarcia kinetycznego ma kierunek wprost przeciwny do kierunku ruchu ślizgowego i wartość zależną od nacisku i szybkości ruchu. Czy tak jest w rzeczywistości, czy też nie, mogą stwierdzić tylko doświadczenia. Że zagadnienie to nie było dotychczas badane, tłumaczę tym, że wypadek ten jest w technice rzadki, lecz występuje podczas biegu pojazdów kolejowych po szynach.

Do przytoczonych przeze mnie wzorów nie mam zastrzeżeń, gdyż nie są uproszczonymi schematami teoretycznymi. Inaczej nię dopatrywałbym się rozbieżności między teorią a rzeczywistością w niedomaganiu teorii tarcia.

Prof. dr inż. A. Langrod

Kraków, dnia 28 sierpnia 1948 r.

BIBLIOGRAFIA

Prof. dr inż. M. T. Huber. „TEORIA SPRĘŻYSTOŚCI". Tom I. Format B5. Stron XV + 387. Nakładem Polskiej Akademii Umiejętności. Kraków, 1948.

Ukazanie się I tomu dzieła *prof. dr Maksymiliana Hubera* p. t. „Teoria Sprężystości" stanowi nieprzeciętne zdarzenie w świecie naukowym.

Na książkę tę czekaliśmy od dawna, lata zaś powojenne uczyniły potrzebę jej szczególnie nagłą, ostatnio bowiem pęd do pracy naukowej w zakresie techniki, spowodowany, z jednej strony koniecznością przystosowania zagadnień naukowych do palących potrzeb przemysłu powojennego, z drugiej zaś, niezwykłym rozkwitem technicznego szkolnictwa wyższego w Polsce, domaga się oparcia o podstawowe dzieła naukowe. *Prof. Huber* ogłaszając swą „Teorię Sprężystości" wskazuje właśnie nurt, którym płynąć winny nasze poczynania naukowe, i kieruje tym nurtem przez swe bogate doświadczenie badacza i pedagoga.

Dzieło *prof. Hubera* daje punkt wyjścia do badania szeregu kwestii z różnych działów techniki, a więc np. kwestii z dziedziny budowy maszyn, z mostownictwa oraz z szeregu działów fizyki teoretycznej, daje również drogę, którą można spokojnie zmierzać do postawionych sobie celów naukowych.

Książka zawiera rozdziały następujące:

Wstęp.

I. Stan odkształcenia.

II. Stan napięcia.

III. Wzajemna zależność między stanem odkształcenia i napięcia w ciałach stałych. Podstawy teorii sprężystości.

IV. Zagadnienia dwuwymiarowe teorii sprężystości we współrzędnych prostokątnych.

V. Zagadnienia dwuwymiarowe we współrzędnych biegunowych.

VI. Rozwiązania zagadnień dwuwymiarowych za pomocą funkcji zmienej zespolonej.

VII. Ogólne metody energetyczne.

VIII. Rozchodzenie się siły z miejsca obciążonego.

IX. Klasyczne zagadnienia trójwymiarowe elastostatyki.

X. Skręcanie i zginanie prętów prostych.

XI. Zastosowanie analogii matematycznych i metod energetycznych.

Wstęp zawiera nowoczesne przedstawienie sposobu opisywania ruchów materii ciągłej, przyjętego w teorii sprężystości.

Rozdziały I i II wprowadzają czytelnika w zagadnienia teorii sprężystości; są one potraktowane bardzo szczegółowo, w ten sposób, aby mogły zainteresować nawet osoby, które nie mają za sobą studiów z zakresu wytrzymałości materiałów.

Rozdział III zaczyna autor od ciekawego omówienia znaczenia prawa *Hooka* i zasady superpozycji skutków oraz od uogólnienia prawa *Hooka.* Dalej znajdujemy tu ogólne równania teorii sprężystości oraz omówienie charakteru ich rozwiązań.

Rozdziały od IV do VI dotyczą rozwiązywania tych zagadnień teorii sprężystości, które mogą być traktowane jako dwuwymiarowe. Omówiona jest tu między innymi funkcja *Alryego* zasada *Sain-Venanta* metoda inwersji itd.

W rozdziale VII autor omawia między innymi twierdzenie *Betti'ego* o wzajemności sprężystej oraz twierdzenia *Menabrei i Castigliana.*

Rozdział VIII obejmuje szczególnie wyczerpujące omówienie zagadnienia *Hertza* wraz z przedstawieniem torów naprężeń.

Rozdział IX zawiera między innymi zagadnienia zginania czystego, zginana ukośnego oraz skręcanie walca kolistego, aczkolwiek ścisłemu rozwiązaniu zagadnienia skręcania i zginania według metody *de Saint-Venanta* poświęcony jest cały rozdział X.

W rozdziale X znajdujemy też rozwiązanie drogą współczesną skręcania pręta o przekroju poprzecznym prostokątnym oraz rozwiązanie skręcania wycinaka osiowego z walca kolistego.

W rozdziale XI omawia autor znaczenie analogii w nauce i analizuje szereg analogii oceniając wartość poszczególnych z nich. W tym rozdziale przedstawiona jest też jedna z najbardziej pożytecznych metod energetycznych, metoda *Ritza* zwana też często metodą *Ritzc i Timoszewki*.

Przedstawienie wszystkich zagadnień w książce posiada zwykłe zalety książek *Profesora Hubera* — jasność i piękny styl literacki.

Materiał naukowy zebrany w dziele opiera się przede wszystkim na licznych i powszechnie cenionych pracach badawczych samego autora i na pracach autorów zagranicznych, których trafny wybór zapewnia niezwykła erudycja profesora *Hubera*.

Jej szata zewnętrzna odpowiada bogatej treści wewnętrznej.

W. Wierzbicki

Prof. dr inż. Wacław Moszyński „PASOWANIA W BUDOWIE MASZYN NA TLE MIĘDZYNARODOWEGO UKŁADU TOLERANCYJ ŚREDNIC". Stron XII + 128 + 5 tablic. Format A5. Nakładem Instytutu Wydawniczego SIMP. Warszawa 1948 r.

Właściwe posługiwanie się Polską Normą Tolerancyj Średnic (PN/N-1), opartej na Międzynarodowym Układzie Tolerancyj, oraz prawidłowy dobór pasowań jest zagadnieniem, które nastręcza poważne trudności nie tylko początkującym technikom, ale i bardziej zaawansowanym pracownikom tych zwłaszcza gałęzi przemysłu, które ulegają modernizacji i przechodzą z prymitywnej produkcji jednostkowej do wytwarzania seryjnego lub masowego. Należy stwierdzić, że właściwy dobór pasowań wiąże się ściśle z ogólnym poziomem kultury technicznej i w znacznej mierze decyduje o jakości wyrobów (zamienność), a przede wszystkim o cenie tych wyrobów. Wskazane jest wobec tego, aby absolwenci szkół technicznych, wchodzący do przemysłu, posiadali podstawowe wiadomości o pasowaniach, które powinny obejmować: 1) zaznajomienie się z układem tolerancyj i jego zasadniczymi właściwościami w taki sposób, aby studiujący, który zazwyczaj skłonny jest traktować normy tolerancji jako zbiór przypadkowo dobranych tabel, mógł dopatrzeć się w nich logicznego związku i 2) pewną umiejętność doboru pasowań, która oczywiście musi być zdobyta drogą analizy jak najliczniejszych przykładów praktycznych, a nie na stosowaniu gotowych recept.

Takie były założenia pierwszego wydania omawianej książki, która ukazała się w r. 1929 p. t. „Pasowania w przemyśle". Książka ta w dużej mierze zaspakajała potrzeby szkolnictwa i początkujących konstruktorów, lecz szybko straciła aktualność, wobec zastąpienia polskiego układu tolerancyj, na którym została oparta, przez międzynarodowy układ (1933 r.). Nowy układ tolerancyj uwzględniały wydane następnie obszerniejsze prace *prof. Moszyńskiego* będącego jednym z najwybitniejszych autorytetów w dziedzinie pasowań nie tylko w kraju, ale również na terenie międzynarodowym, a mianowicie: w roku 1934 „Zasady pasowań", w r. 1937 „Zasady tolerancyj" oraz w r. 1939 „Zasady wymiarowania i tolerowania rysunków maszynowych", nie licząc szeregu rozpraw opublikowanych przez niego w prasie technicznej. Wszystkie powyższe opracowania obszerne i postawione na wysokim poziomie technicznym nie zaspakajały dostatecznie potrzeb szkolnictwa i biur konstrukcyjnych, opierając się na zwięzłej książce, obejmującej w sposób przystępny całość tematu. Luka ta pogłębiła się obecnie dotkliwie na skutek całkowitego wyczerpania na rynku księgarskim wyżej wymienionych prac.

Wobec tego należy powitać z całkowitym uznaniem inicjatywę powtórnego wydania książeczki z r. 1929. W stosunku do pierwszego wydania posiada ona cały szereg zmian i uzupełnień, co tłumaczy zmianę jej tytułu.

W rozdziale I książka zaznajamia czytelnika z pojęciami zasadniczymi, jak wymiary nominalne i graniczne, odchyłki, tolerancje, określenie pasowań i ich rodzaje, zasady stałego otworu i stałego wałka, zamienności części, klasy dokładności itd.

W rozdziale II podane są zasady budowy układu międzynarodowego (a zarazem układu przyjętego przez Polski Komitet Normalizacyjny).

Czytelnik na podstawie kilku tablic i prostych zależności matematycznych jest w stanie obliczyć tolerancje wykonania w poszczególnych klasach i wielkości luzów lub wcisków, a przez to zapoznaje się z logiczną budową układu. Ponadto zapoznaje się z pasowaniami uprzywilejowanymi i złożonymi. W rozdziale III traktującym o zastosowaniu pasowań w budowie maszyn podane są główne wytyczne doboru pasowań i metody uzyskania zamienności części. Wskazówki wyboru pasowań łożysk ślizgowych poparte są metodami obliczania warunków tarcia płynnego. Podobnie autor podaje obliczenie pasowań wtłaczanych. Dalej w rozdziale tym znajdujemy zasady pasowań łożysk tocznych oraz wskazówki wyboru zasady stałego otworu lub stałego wałka. Znaczną część powyższego rozdziału zajmuje omówienie pasowań uprzywilejowanych w różnych gałęziach przemysłu oraz analiza praktycznych przykładów konstrukcyjnych zamieszczonych w dodatkowych tablicach, które stanowią cenne uzupełnienie książki. W zakończeniu wreszcie podano podstawy uproszczonego układu pasowań średnic.

W rozdziale IV autor podaje swą propozycję stworzenia uproszczonego układu tolerancji długościowych, przy czym przy okazji omawia sprawy tolerancji wykonania powierzchni, wielkich luzów i pasowania płaszczyzn równoległych.

W rezultacie należy więc stwierdzić, że obfitość zawartego w książce materiału, przy dużej przejrzystości i jasności wykładu zaspokaja całkowicie potrzeby tych, którzy pragną przystąpić do zapoznania się z zagadnieniami pasowań, a jednocześnie i bardziej zaawansowany technik znajdzie w niej niejednokrotnie wiele cennych danych.

Wymieniając niewątpliwe zalety książki nie można pominąć drobnych jej usterek. W całej książce, z wyjątkiem dodatkowego właściwie, ostatniego rozdziału, brak jest powołania się na oficjalną normę tolerancji (PN/N-1), która powinna znajdować się jednocześnie w rękach każdego wkraczającego w tę dziedzinę. Wartość dydaktyczna umiejętności obliczania tolerancji i luzów jest niewątpliwa, ale powinna się łączyć z wprawą wyszukiwania ich bezpośrednio z normy. Ustęp poświęcony zasadom tarcia płynnego należy uważać za zbędny, gdyż z konieczności b. zwięzłe potraktowanie tego obszernego

przedmiotu odbija się ujemnie na jego przejrzystości i ścisłości. W rezultacie trudno przypuścić, aby czytelnik nie posiadający dodatkowego przygotowania zdołał sam przeprowadzić obliczenie, które by dało prawidłowe wyniki.

Podobna uwaga dotyczy przykładu obliczenia pasowań powierzchni płaskich (str. 116). W interesująco potraktowanym uzasadnieniu wyboru zasady stałego wałka lub otworu niezbyt wyraźnie podkreślona jest konieczność podziału w płaszczyźnie osiowej konstrukcji wykonanych na zasadzie stałego wałka. Może się to stać przyczyną nadmiernej skłonności początkującego konstruktora do wyboru zasady stałego wałka. Pewne wątpliwości nasuwa wprowadzenie do popularnej książeczki rozdziału o tolerancjach uproszczonych, które do chwili obecnej nie przestały być jeszcze zagadnieniem dyskusyjnym. Należy podkreślić staranność szaty zewnętrznej, która cechuje wszystkie wydawnictwa Instytutu Wydawniczego SIMP, co godne jest wysokiego uznania. zwłaszcza wobec obecnych trudności drukarskich. Trudności te stały się niewątpliwie przyczyną nieznacznej zresztą ilości błędów korekty, jak np. wzór na str. 17, omyłki w tabl. XIII, XIX, XXIV i paru innych.

Wszystkie wyżej wymienione, podane tu dla ścisłości usterki, nie przestawiają istotnego znaczenia, wobec niewątpliwie wysokiej wartości książki. To też należy przypuszczać, że znajdzie ona szerokie rozpowszechnienie w biurach konstrukcyjnych, jak również w szkolnictwie. Popularność wykładu powoduje, że książka jest całkowicie dostępna (z wyjątkiem ustępów drukowanych petitem) dla uczniów liceów technicznych, choć szereg fragmentów może być z pożytkiem wykorzystany przez uczniów gimnazjów lub nawet szkół rzemieślniczych (zwłaszcza tablice przykładowe). Oczywiście książka ponadto odda duże usługi i studentom szkół wyższych.

Inż. W. Szymanowski

„PODRĘCZNY SŁOWNIK TECHNICZNY W 6-CIU JĘZYKACH". Rysunki i fotografie w tekście. W opracowaniu *inż. J. Michalskiego i inż. E. A. Rapaczyńskiego* Wydanie I. Format 125 x 185, stron 670, tablic i rysunków 279. Nakładem „Disce" Publications Limited, Londyn, 1946 — 1947.

Wielojęzyczne słowniki techniczne stanowią jedno z najtrudniejszych zadań pod względem redakcyjnym i wydawniczym. Obszerne i dokładne, których opracowanie rozciąga się na lata, obejmują najczęściej tylko niektóre specjalne dziedziny i początkowa ich część staje się przestarzałą, zanim całość ukaże się w druku. Skrócone, ale zarazem pretendujące do objęcia całości zakresu słownictwa technicznego, posiadają z konieczności liczne luki i braki, a sam układ słownika nieraz utrudnia posługiwanie się nim.

O pośrednie rozwiązanie pokusili się autorzy *inż. J. Michalski i inż. E. A. Rapaczyński* opracowując swój 6-cio językowy podręczny słownik techniczny, wydany w ubiegłym roku w Londynie. Każde pojęcie, bez definiowania, podawane jest od razu w sześciu językach — polskim, angielskim, francuskim, niemieckim, hiszpańskim i portugalskim i pojęcia te ułożone są w dwóch działach: o g ó l n y m w kolejności alfabetycznej w języku polskim oraz s p e c j a l n y m, zaopatrzonym w liczne rysunki i odbitki fotografii, obok których znajdują się odnoszące się do nich pojęca. W ogólnym dziale znalazła się większość podstawowych pojęć nie wymagających dokładniejszego określania, odszukanie zaś pojęcia w dziale specjalnym ułatwia spis tablic i rysunków, ułożony według działów techniki. Słownik ukazywał się częściami, z których każda zawierała oba działy, w słowniku więc oprawionym jako całość, działy te są przemieszane, co znacznie utrudnia posługiwanie się nim.

Słownik ogranicza się do podania samych wyrazów, określających poszczególne pojęcia, bez wskazówek frazeologicznych podstawowych i zawiera łącznie około 7 000 pojęć z dziedziny ogólno technicznej, budownictwa, chemii, elektrotechniki, górnictwa, handlu, lotnictwa, kolejnictwa, malarstwa, budowy maszyn, metalurgii, rolnictwa, budowy samochodów, spawalnictwa, stolarstwa, telekomunikacji i tkactwa. Na wstępie podane są krótkie wskazówki dotyczące pisowni i fonetyki wyrazów w obcych językach. Wybitną zaletą słownika jest zestawienie nazw narzędzi rzemieślniczych, stosowanych w przemyśle i samodzielnym rzemiośle.

Słownik wydawany był raczej z myślą o potrzebach Polaków przebywających w Anglii; zawiera on na końcu zwięzłe informacje o rodzajach i sposobach przeprowadzania tranzakcji kredytowych oraz skorowidz użytych w słowniku wyrazów angielskich.

Brak takich samych skorowidzów w pozostałych obcych językach zmniejsza znacznie użyteczność tego słownika w naszych warunkach,

Użyte w słowniku mianownictwo polskie jest w wielu wypadkach nieprawidłowe, np. frezy palcowe nazwano frezami spiralnymi, frezy ślimakowe — frezami obwiedniowymi, kierownicę — kołem sterowym, przycisk rozruchowy — starterem przyciskowym; poza tym używane są nazwy „woltomierz" „amperomierz" „awomierz" (?). Również niezręczne jest w wielu wypadkach tłumaczenie na język polski niektórych nazw odnoszących się do zilustrowanych maszyn: np. „cięgło skrętu" w wypadku drążka ustalającego oś przednią ciągnika, „zapas papieru" lub „taca zasilająca" zamiast „podajnik papieru" *(paper feed unit, automatic feed tray)*

Słownictwo obcojęzyczne jest natomiast prawidłowe i opracowane zostało na podstawie dobrych słowników zagranicznych oraz materiałów przekazanych wraz z ilustracjami przez poszczególne zakłady przemysłowe.

inż. A. M.

Warunki prenumeraty czasopism „Mechanik" i „Przegląd Mechaniczny" na terenie Wielkiej Brytanii

Czasopismo techniczne »MECHANIK«

Prenumerata roczna	36 sh
Cena pojedynczego zeszytu	3/6 sh
Cena podwójnego zeszytu	5 sh

Miesięcznik naukowo-techniczny »PRZEGLĄD MECHANICZNY«

Prenumerata roczna	48 sh
Cena pojedynczego zeszytu	4/6 sh
Cena podwójnego zeszytu	6 sh

TREŚĆ ZESZYTU 7—8/48

CONTENTS

SOMMAIRE

СОДЕРЖАНИЕ

WYDAWCA: INSTYTUT WYDAWNICZY SIMP — Warszawa

Kolegium redakcyjne: Prof. dr inż. Bohdan STEFANOWSKI, inż.-mech. Stanisław KUNSTETTER, inż.-mech. Adam Tadeusz TROSKOLAŃSKI.

Redaktor działu odlewniczego: Prof. inż.-mech. Kazimierz GIERDZIEJEWSKI.

Redaktor techniczny: inż. Adam MINCHEJMER.

Redaktor naczelny: Prof. inż. Edmund OSKA.

Redaktor Wiadomości SIMP: Eugeniusz MAŁKIEWICZ Sekretarz Generalny SIMP.

Adres Redakcji i Administracji: Warszawa, ul. Mickiewicza 18.

Redaktor przyjmuje czwartek 9 — 11 i sobota 14 — 16.

Administracja czynna poniedziałki, środy i piątki od 9 do 15.

Przedpłata kwartalna 400 zł. PKO Nr konta I – 4165, tel. 8-29-85. Cena pojedyńczego zeszytu 150 zł.

Zam. 2573 — Spółdzielnia „Współpraca", W-wa, Targowa 80 — B-62806.